

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE
CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
DOUTORADO EM ENGENHARIA DE PROCESSOS**

**Análises Energética e Exergética de um
Motor de Combustão Interna Operando
com Mistura de Diesel e Gás Natural**

**AUTOR: Yoge Jeronimo Ramos da Costa
ORIENTADOR: Prof. Dr. Antonio Gilson Barbosa de Lima**

Campina Grande, abril de 2007.
PB - Brasil

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE CAMPINA GRANDE
CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
DOUTORADO EM ENGENHARIA DE PROCESSOS**

Análises Energética e Exergética de um Motor de Combustão Interna Operando com Mistura de Diesel e Gás Natural

AUTOR: Yoge Jeronimo Ramos da Costa

ORIENTADOR: Prof. Dr. Antonio Gilson Barbosa de Lima

Curso: Doutorado em Engenharia de Processos

Área de Concentração: Desenvolvimento de processos

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Processos, como requisito para a obtenção do título de Doutor em Engenharia de Processos.

Campina Grande, abril de 2007.
PB - Brasil

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA BIBLIOTECA CENTRAL DA UFCG

C837a

2007 Costa, Yoge Jeronimo Ramos da.

Análises energética e exergetica de um motor de combustão interna operando com mistura de diesel e gás natural / Yoge Jeronimo Ramos da Costa. — Campina Grande, 2007.

185f. : il

Tese (Doutorado em Engenharia de Processos) – Universidade Federal de Campina Grande, Centro de Ciências e Tecnologia.

Referências.

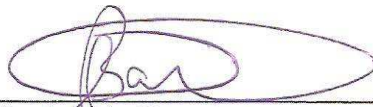
Orientador: Dr. Antonio Gilson Barbosa de Lima.

1. Energia. 2. Exergia. 3. Combustão. 4. Motor dual. 5. Diesel. 6. Gás Natural. I. Título.

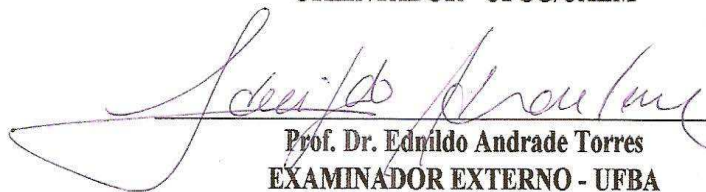
CDU – 620.92 (043)

MEMBROS DA BANCA EXAMINADORA DA TESE DE DOUTORADO DE
YOGE JERONIMO RAMOS DA COSTA APRESENTADA AO
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE PROCESSOS
DO CENTRO DE CIÊNCIAS E TECNOLOGIA DA UNIVERSIDADE
FEDERAL DE CAMPINA GRANDE.

Tese de Doutorado **Aprovada** em 02 de Abril de 2007.



Prof. Dr. Antonio Gilson Barbosa de Lima
ORIENTADOR - UFCG/UAEM



Prof. Dr. Ednildo Andrade Torres
EXAMINADOR EXTERNO - UFBA



Prof. Dr. Carlos Antonio Cabral dos Santos
EXAMINADOR EXTERNO - UFPB/DTM



Prof. Dr. Antonio Marcus Nogueira Lima
EXAMINADOR EXTERNO - UFCG/DEE



Prof. Dr. Celso Rosendo Bezerra Filho
EXAMINADOR INTERNO- UFCG/UAEM

Campina Grande, Abril de 2007.
PB, Brasil

Este exemplar corresponde à versão final da Tese de Doutorado em Engenharia de Processos, defendida por YOGÉ JERONIMO RAMOS DA COSTA e aprovada pela banca examinadora em 2 de abril de 2007.

A handwritten signature in blue ink, consisting of several overlapping loops and a long horizontal stroke, positioned above the printed name.

Prof. Dr. Antonio Gilson Barbosa de Lima (Orientador)
UFCG/CCT/UAEM

DEDICATÓRIA

Aos meus pais João Jeronimo da Costa e Maria da Guia Ramos da Costa (*In memorian*), aos meus irmãos, e com um amor e um carinho muito especial, a minha esposa Ilka Maria Dias Jeronimo e meus amados e queridos filhos Bruna Dias Jeronimo e Breno Dias Jeronimo.

AGRADECIMENTOS

Ao senhor meu Deus todo poderoso, por ter me concedido a graça de viver mais um dia e ser este o dia de hoje, onde concluímos mais uma etapa de nossa caminhada rumo a uma renovação dos conhecimentos.

Ao professor Dr. Antonio Gilson Barbosa de Lima, pela grande dedicação e estímulo para a realização deste trabalho.

Aos meus pais, esposa, filhos e irmãos pelo incentivo em todos os momentos de minha vida.

A ANEEL, GEBRA, BRASYMPE, CNPq e FINEP, pelo suporte financeiro concedido.

Aos colegas professores das Unidades Acadêmicas de Engenharia Mecânica e Elétrica da UFCG, os quais contribuíram com este trabalho, especialmente aos professores Dr. Celso Rosendo Bezerra Filho e Ms. Manoel Cordeiro de Barros.

Aos docentes do curso de Doutorado em Engenharia de Processos, pela dedicação e competência.

Aos demais colegas de doutorado, pelo auxílio e apoio, em especial ao amigo Pedro Ronaldo Herculano de Holanda.

Ao técnico Luiz Roberto Rocha de Lucena, pela dedicação e acompanhamento deste trabalho.

E a todos que colaboraram direta ou indiretamente para conclusão deste trabalho.

“Vós pouco dais quando dais de vossas posses. É quando dais de vós próprios que realmente dais. Pois, o que são vossas posses senão coisas que guardais por medo de precisardes delas amanhã.”

Kalil Gibran

SUMÁRIO

1.1 Introdução.....	1
1.2 Motivação.....	3
1.3 Estrutura da tese.....	3
2. Revisão da literatura.....	5
2.1 Combustíveis.....	5
2.1.1 Óleo diesel.....	6
2.1.2 gás natural.....	9
2.2 Combustão.....	13
2.2.1 Aspectos gerais da combustão.....	13
2.2.2 Entalpia de formação.....	15
2.2.3 Entalpia de combustão.....	16
2.2.4 Temperatura adiabática de chama.....	17
2.3 Motores de combustão interna.....	17
2.3.1 Informações gerais.....	17
2.3.2 Formação da mistura, ignição e combustão no motor Diesel.....	23
2.3.3 Gases de escape e emissões de poluentes.....	29
2.3.3.1 Tipos e concentrações de poluentes.....	29
2.3.3.2 Técnicas de redução de emissão de poluentes.....	38
2.4 Considerações energéticas e exegéticas de processo.....	42
2.4.1 Análise energética de processos.....	42
2.4.1.2 Balanço da taxa de energia.....	42

2.4.1.3	Eficiência baseada na primeira lei da Termodinâmica.....	43
2.5	Análise exergetica de processos.....	44
2.5.1	Balanco de fluxo de entropia.....	44
2.5.2	Exergia: uma medida do potencial de trabalho.....	47
2.5.3	Exergia associada com diferentes formas de energia.....	50
2.5.4	O princípio do decréscimo de exergia e a destruição de exergia.....	54
2.5.5	Balanco de exergia para volumes de controle.....	55
2.5.6	Eficiência baseada na segunda lei da Termodinâmica.....	56
2.6	Pesquisa aplicada para otimizar o uso do gás natural em motores diesel.....	60
3.	Material e métodos.....	68
3.1	Materiais.....	68
3.1.1	Óleo diesel.....	68
3.1.2	Gás natural.....	69
3.2	Metodologia.....	69
3.2.1	Metodologia experimental.....	69
3.2.1.1	Procedimento para determinação da densidade do combustível diesel.....	69
3.2.1.2	O sistema eletro-mecânico (motor-gerador).....	70
3.2.1.3	O sistema de aquisição e armazenamento de dados.....	70
3.2.1.4	Sistema de medição do combustível diesel.....	71
3.2.1.5	Sistema de medição de temperatura e pressão no motor.....	76
3.2.1.6	Sistema de análise dos gases de escape.....	82
3.2.1.7	Sistema de medição da vazão do ar.....	85
3.2.1.8	Sistema de medição da vazão do gás natural.....	86
3.2.1.9	Sistema para medição de potência no motor-gerador.....	87
3.2.1.10	Sistema de armazenagem de gás natural.....	87
3.2.1.11	Unidade de controle de mistura ar-gás para o motor, (Kit gás)....	88
3.2.1.12	Procedimento experimental.....	89
3.2.2	Modelagem matemática.....	91
3.2.2.1	Considerações sobre o problema analisado.....	91
3.2.2.2	A mistura ar-combustível.....	92

3.2.3.3. Análises energética e exergética de um motor de combustão interna operando com mistura diesel e gás natural.....	93
4 Resultados e discussões.....	104
4.1 Resultados experimentais.....	104
4.1.1 Motor operando com diesel puro.....	104
4.1.2 Motor operando com diesel e gás natural.....	106
4.1.2.1 Variação da rotação do motor com a carga aplicada.....	107
4.1.2.2 Variação da vazão mássica em função da carga aplicada.....	108
4.1.2.3 Variação da temperatura dos cilindros em função da carga aplicada.....	110
4.1.2.4 Variação da pressão de ar antes e após o turbo em função da carga aplicada.....	111
4.1.2.5 Variação da temperatura do ar após o turbo compressor, da água de refrigeração e óleo, em função da carga aplicada.....	112
4.1.2.6 Análise de emissão de poluentes.....	114
4.1.2.7 Eficiência de combustão em função da carga aplicada.....	126
4.1.2.8 Excesso de ar em função da carga aplicada.....	127
4.1.2.9 Eficiência térmica (energética) em função da carga aplicada.....	128
4.1.2.10 Análise de custo.....	129
4.2 Resultados teóricos.....	131
4.2.1 Análise energética e exergética do motor operando com diesel e gás natural.....	131
5 Conclusões e sugestões.....	148
5.1 Conclusões.....	148
5.2 Sugestões.....	152
6 Referências bibliográficas.....	154
Apêndices.....	161

RESUMO

COSTA, Yoge Jeronimo Ramos da, *Análises Energética e Exergética de um Motor de Combustão Interna Operando com Mistura de Diesel e Gás Natural*, Campina Grande: Pós-Graduação em Engenharia de Processos, Universidade Federal de Campina Grande, 2007. 185p.

A escassez energética e impacto ambiental são fatores determinantes para a existência de novos estudos da conversão e uso de energia, e a redução dos níveis de poluentes na atmosfera. A operação que usa diesel e gás natural é indicada como uma das melhores formas para controlar emissões de poluentes oriundos de motores diesel e simultaneamente economizar diesel derivado de petróleo. Neste sentido, este trabalho tem como objetivos, estudar teórica e experimentalmente as características de emissões e performance de um motor de combustão interna do ciclo Diesel operando com diesel e gás natural. O sistema térmico experimental é composto de um motor de combustão interna acoplado a um gerador elétrico, instrumentado com sensores de temperatura, pressão, medidores de vazão de ar, diesel e gás natural, sondas de gás e sistema de absorção de potência, constituído por um banco de carga e seu sistema de controle. Para análise energética e exergética teórica do motor foi desenvolvido um modelo matemático baseando-se nos conceitos da termodinâmica. Resultados numéricos e experimentais dos efeitos das condições do ar, tipo e quantidade de combustível, e gases de escape sobre o desempenho do motor e impacto ambiental são apresentados e analisados. A utilização de motores do ciclo diesel trabalhando de forma dual é consideravelmente viável do ponto de vista ecológico, visto a redução da emissão de poluentes tais como CO, CO₂, NO e SO₂. Com relação aos custos operacionais, estes também se apresentam favoráveis, principalmente para valores de potência superiores a 100 kW.

Palavras Chave:

Energia, exergia, combustão, motor dual, diesel, gás natural.

ABSTRACT

COSTA, Yoge Jeronimo Ramos da, *Energetic and exergetic analyses of an internal diesel engine being operated with natural gas and diesel mixture*, Campina Grande: Pós-Graduação em Engenharia de Processos, Universidade Federal de Campina Grande, 2007. 185p.

The energetic shortage and environmental impact are main factors to new research in conversion and use of energy. Natural gas and diesel dual-fuel operation is regarded as one of the best way to control pollutant emissions from the diesel engine and simultaneously save petroleum based diesel fuel. In this sense, the aim of this work is to investigate theoretical and experimentally the emissions and performance characteristics of a commercial diesel engine being operated with natural gas and diesel. Experimental facilities (thermal system) is composed by a diesel engine complying to electronic generator, and it was equipped with temperature and pressure sensors, gas, air and diesel flowmeters, gas analyzer and power absorption system (electric charge bank and control system). For energetic and exergetic analysis one mathematical model based in the concept of thermodynamics was developed. The predicted and experimental results of the effect of air conditions, type and quantity of fuel, and exhaust gas in the performance of engine and environmental impact are presented and analyzed. The use of engines of the cycle diesel working in dual mode is considerably viable of the ecological point of view, seen the reduction of the emission of pollutant such as CO, CO₂ and SO₂. Regarding the operational costs, these also are favorable, mainly for superior power values to 100 kW.

Keywords:

Energy, exergy, combustion, dual engine, diesel, natural gas.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1	Conjunto pistão-cilindro de um motor de combustão interna.....	20
Figura 2.2	Diagrama pressão-deslocamento para um motor de combustão interna	21
Figura 2.3	Diagrama de fluxo térmico de um motor Diesel.....	29
Figura 2.4	Evolução dos regulamentos Europeu.....	34
Figura 2.5	Emissão de NO _x em função da temperatura do ar pré-aquecido	36
Figura 2.6	Representação esquemática do mecanismo de formação de hidrocarbonetos durante o processo de injeção	37
Figura 2.7	Exemplo de diagrama de Sankey	58
Figura 2.8	Diagrama de Grassmann para motor de combustão interna	59
Figura 3.1	Procedimento para medição da densidade do óleo diesel.....	70
Figura 3.2a	Conjunto motor-gerador	71
Figura 3.2b	Esquema do motor-gerador vista 1	72
Figura 3.2c	Esquema do motor-gerador vista 2	73
Figura 3.3	Interface gráfica do sistema de aquisição e armazenamento de dados	74
Figura 3.4	Detalhe do sistema de aquisição de dados	74
Figura 3.5a	Sistema de pesagem do combustível diesel	75
Figura 3.5b	Sistema de controle de pesagem do combustível diesel	75
Figura 3.6	Conjunto de medidores de vazão de óleo diesel	76
Figura 3.7	Perfuração do coletor de escape para receber os termopares	77
Figura 3.8	Termopares instalados no coletor de escapamento	78
Figura 3.9	Sensores para medição de pressão e temperatura na entrada do motor	78

Figura 3.10	Sensores de medição de pressão e temperatura após o turbo e aftercooler ...	79
Figura 3.11	Transdutor para medição da pressão do óleo lubrificante	79
Figura 3.12	Termopar instalado no cárter, para medição da temperatura do óleo	80
Figura 3.13	Termopar instalado para medição temperatura da água na saída do motor...	81
Figura 3.14	Termopar instalado para medição temperatura da água na entrada do motor	81
Figura 3.15	Sistema de medição da condição atmosférica local	82
Figura 3.16	Analizador de gases	82
Figura 3.17	Unidade de controle do analisador.....	83
Figura 3.18	Sonda do analisador de gases.....	83
Figura 3.19	Vista dos analisadores de gases	84
Figura 3.20	Medidor de vazão de ar.....	86
Figura 3.21	Medidor de vazão de gás natural	86
Figura 3.22	Banco de carga de 150 kW	87
Figura 3.23	Sistema de armazenagem de gás	88
Figura 3.24	Sistema de redução de pressão	88
Figura 3.25	Controle de mistura ar-gás para o motor, (Kit gás)	89
Figura 3.26	Laboratório de Termogeração da UFCG	90
Figura 3.27a	Esquema do motor analisado	92
Figura 3.27b	Esquema do motor analisado	92
Figura 3.28	Algoritmo do modelo matemático desenvolvido.....	103
Figura 4.1	Comportamento do consumo específico em função da carga.....	105
Figura 4.2	Taxas de substituição de combustível diesel por gás natural.....	106
Figura 4.3	Rotação do motor para o regime permanente, em função da potência	107
Figura 4.4	Vazão do ar de admissão, em função da carga, para o regime permanente	108
Figura 4.5	Vazão de gás, em função da carga, para o regime permanente	109
Figura 4.6	Vazão mássica de diesel, em função da carga, para o regime permanente.	109
Figura 4.7	Temperatura dos gases de escape do cilindro 1, em função da carga.....	110
Figura 4.8	Temperatura média dos gases de escape dos 6 cilindros, em função da carga.....	111
Figura 4.9	Pressão do ar antes e depois do turbo compressor, em função da carga, para o regime permanente	112

Figura 4.10	Temperatura do ar de admissão após o turbo compressor, em função da carga	113
Figura 4.11	Temperatura da água na saída do motor, em função da carga	113
Figura 4.12	Temperatura do óleo lubrificante no cárter do motor, em função da carga	114
Figura 4.13	Variação do teor de CO (%) em função da carga aplicada	115
Figura 4.14	Taxa de emissão de CO em função da carga aplicada	118
Figura 4.15	Variação do teor de CO ₂ em função da carga aplicada	119
Figura 4.16	Variação do teor de NO em função da carga aplicada	120
Figura 4.17	Variação do teor de NO ₂ em função da carga aplicada	122
Figura 4.18	Taxa de emissão de NO _x em função da carga aplicada	123
Figura 4.19	Variação do teor de O ₂ presente nos gases de escape em função da carga aplicada	124
Figura 4.20	Comportamento do C _x H _y para diesel puro e misturas de diesel/gás natural	125
Figura 4.21	Variação do teor de SO ₂ em função da potência aplicada	126
Figura 4.22	Eficiência de combustão em função da carga aplicada	127
Figura 4.23	Excesso de ar em função da carga	128
Figura 4.24	Eficiência térmica para condições de funcionamento com diesel puro e diesel/gás natural	129
Figura 4.25	Custo específico do kW para sistema movido a diesel puro ou mistura diesel/gás natural	130
Figura 4.26	Eficiência de combustão predita pelo modelo proposto	131
Figura 4.27	Eficiência térmica com base no PCI, predita pelo modelo proposto	132
Figura 4.28	Temperatura adiabática predita pelo modelo proposto, em função da potência	133
Figura 4.29	Fluxo de calor perdido para o ambiente predito pelo modelo proposto em função da potência gerada	134
Figura 4.30	Entalpia dos produtos por unidade de tempo predita pelo modelo em função da potência gerada	134
Figura 4.31	Excesso de ar predito pelo modelo proposto em função da potência	136
Figura 4.32	Fração molar do vapor d'água predita pelo modelo em função da potência gerada	136

Figura 4.33	Temperatura de orvalho predita pelo modelo em função da potência.....	137
Figura 4.34	Eficiência exergetica em função da potência gerada.....	138
Figura 4.35	Exergia total predita pelo modelo, para a condição diesel puro, maior e menor taxa de substituição, em função da potência gerada.	139
Figura 4.36	Exergia destruída predita pelo modelo, para a condição diesel puro, maior e menor taxa de substituição, em função da potência gerada.....	139
Figura 4.37	Exergia do calor perdido para o ambiente predita pelo modelo, para a condição diesel puro, maior e menor taxa de substituição, em função da potência gerada.	140
Figura 4.38	Exergia dos produtos da combustão predita pelo modelo, para a condição diesel puro, maior e menor taxa de substituição, em função da potência gerada.	141
Figura 4.39	Exergia química nos produtos da combustão predita pelo modelo, para a condição diesel puro, maior e menor taxa de substituição, em função da potência gerada.	142
Figura 4.40	Exergia térmica nos produtos da combustão predita pelo modelo, para a condição diesel puro, maior e menor taxa de substituição, em função da potência gerada.	143
Figura 4.41	Diagrama do fluxo de exergia com diesel puro em potência máxima.....	143
Figura 4.42	Diagrama do fluxo de exergia com diesel/gás em potência máxima.....	144
Figura 4.43	Diagrama do fluxo de exergia com diesel puro em potência mínima.....	144
Figura 4.44	Diagrama do fluxo de exergia com diesel/gás em potência mínima	145
Figura 4.45	Diagrama do fluxo de energia para a condição com diesel puro e potência máxima.....	145
Figura 4.46	Diagrama do fluxo de energia para a condição dual, diesel/gás e potência máxima.....	146
Figura 4.47	Diagrama do fluxo de energia para a condição com diesel puro e potência mínima	146
Figura 4.48	Diagrama do fluxo de energia para a condição dual, diesel/gás e potência mínima	145

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1	Tipos de óleo diesel distribuídos no Brasil.....	7
Tabela 2.2	Principais características do biodiesel e do óleo diesel tipo C	9
Tabela 2.3	Composição típica do GN	11
Tabela 2.4	Propriedades do gás natural.....	11
Tabela 2.5	Comparativo entre gás natural e outros gases	12
Tabela 2.6	Características do gás natural comercial	12
Tabela 2.7	Propriedades dos combustíveis: gás natural, gasolina e diesel.....	13
Tabela 2.8	Limites padrões de emissão, expressos em g/bHP _h , para máquinas de elevada potência nos Estados Unidos e na Califórnia	30
Tabela 2.9	Emissões padrões de máquinas diesel para a Comunidade Européia.....	31
Tabela 2.10	Padrão Nacional da qualidade do ar	31
Tabela 2.11	Faixa de concentração de poluentes	32
Tabela 2.12	Padrões para motores diesel novos.....	32
Tabela 2.13	Índices de emissão para a frota nacional	33
Tabela 2.14	Valores limites de emissões segundo ensaios ETC.....	33
Tabela 2.15	Dados específicos de um motor de 100 kW operando com gás natural	59
Tabela 3.1	Composição do diesel em base mássica	68
Tabela 3.2	Composição do diesel em fração volumétrica.....	68
Tabela 3.3	Composição do gás natural do gasoduto nordestão.....	69

Tabela 3.4	Propriedades do gás natural do gasoduto nordestão	69
Tabela 3.5	Especificações técnicas do analisador de gases.....	84
Tabela 3.6	Especificações técnicas do medidor de vazão	85
Tabela 3.7	Valores da entalpia de formação de vários componentes.....	98
Tabela 3.8	Poder calorífico inferior de alguns componentes a 25°C e 1 atm.....	99
Tabela 3.9	Exergia química padrão dos componentes dos combustíveis e gases de exaustão a $T_0=298\text{ K}$ e $P_0=1\text{ atm}$	100

NOMENCLATURA

A	Área do pistão	[m ²]
AC	Razão ar combustível.....	[-]
\bar{AC}	Razão ar-combustível.....	[-]
Ar	Ar atmosférico	[-]
bHP	Potência no eixo do motor em HP	[HP]
c_p	Calor específico a pressão constante.....	[J/kgK]
c_v	Calor específico a volume constante.....	[J/kgK]
d	Densidade	[kg/m ³]
$\Delta\bar{h}$	Variação de entalpia.....	[kJ/kmol]
F	Força aplicada no pistão.....	[kgF]
h	Entalpia	[kJ/kmol]
HC	Hidrocarbonetos	[-]
H _P	Entalpia de produtos	[kJ/kmol]
H _R	Entalpia de reagentes	[kJ/kmol]
\bar{h}_f°	Entalpia de formação	[kJ/kmol]
$\bar{h}_{T,P}$	Entalpia de para condições de temperatura e pressão	[kJ/kmol]
IW	Índice de Woobe	[MJ/m ³]
M	Peso molecular	[kg/kg-mol]
\dot{m}_{ar}	Vazão de ar que entra no motor	[kg/h]
\dot{m}	Fluxo de massa no motor.	[kg/h]

m_{ar}	Massa de ar que entra no motor	[kg]
\dot{m}_f	Vazão de combustível	[kg/h]
m_f	Massa de combustível por ciclo	[kg]
n	Número de moles	[kg/kmol]
N	Número de rotações por minuto	[rpm]
ρ_{ar}	Densidade do ar	[kg/m ³]
\overline{NC}	Número de cetano	[]
\overline{NO}	Número de octano	[]
n_{cil}	Número de cilindros do motor	[-]
n_r	Número de tempos do motor	[-]
P	Pressão	[Pa]
PCI	Poder calorífico inferior	[kCal/kg]
P_{me}	Pressão média efetiva	[Pa]
P_p	Pressão que os gases deixam o motor	[Pa]
P_{vs}	Pressão de vapor saturado	[Pa]
\dot{Q}	Fluxo de calor	[W]
r	Razão de compressão	[-]
r_c	Razão de corte	[-]
S	Entropia	[kJ/kmol]
t	Temperatura	[K]
u	Energia interna	[J/kg]
V	Volume	[m ³]
v	Volume específico	[m ³ /kg]
V_d	Cilindrada	[cm ³]
W	Trabalho	[kW]
W_c	Trabalho por ciclo	[W]
\dot{W}	Potência	[W]
X	Exergia	[kW]
y	Fração molar	[%]
η	Eficiência	[%]
η_c	Eficiência da combustão	[%]

η_f	Eficiência do ciclo.....	[%]
η_t	Eficiência térmica	[%]
η_v	Rendimento volumétrico.....	[%]

Sobrescritos

qui	Química
term	Térmica

Subscritos

ar	Ar
c	Combustível
min	Mínimo ou teórico
p	Produtos
r	Reagentes
real	Real
rel	Relativa
vp	Vapor de água

Símbolos e Siglas

A.C.	Antes de Cristo
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ANP	Agência Nacional do Petróleo e Gás Natural
BEN	Balanço Energético Nacional
EPA	Agencia de proteção ao meio ambiente – Estados Unidos
CH ₂ OH ₅	Etanol
CH ₄	Metano
CO	Monóxido de carbono
CO ₂	Dióxido de carbono
CONAMA	Conselho Nacional de Meio ambiente

CTGAS	Centro de Tecnologia do Gás
CxHy	Hidrocarboneto genérico (metano)
DEE	Departamento de engenharia elétrica
DNC	Departamento Nacional de Combustíveis
GLP	Gás Liquefeito de Petróleo
GNV	Gás Natural Veicular
H ₂	Hidrogênio
HP	Horse power
IEMA	Instituto estadual de meio ambiente
IQA	Índice de qualidade do ar
MCT	Ministério de Ciência e Tecnologia
MON	<i>Motor Octane Number</i>
MP	Material particulado
N ₂	Nitrogênio
NMHC	Hidrocarbonetos não metano
NO	Monóxido de nitrogênio
NO ₂	Dióxido de nitrogênio
NO _x	Óxidos de nitrogênio
\overline{NC}	Número de cetano
\overline{NO}	Número de octano
O ₂	Oxigênio
O ₃	Ozônio
PCI	Poder Calorífico Inferior
PCS	Poder Calorífico Superior
PMI	Ponto morto inferior
PMS	Ponto morto superior
PROCONVE	Programa de controle de poluição do ar por veículos automotores
PTS	Particulados
PM ₁₀	Material particulado de diâmetro superior a 10 microns
RON	<i>Reserch Octane Number</i>
SO ₂	Dióxido de enxofre
trp	Tempo para atingir o regime permanente
UAEM	Unidade acadêmica de engenharia mecânica

UFCG Universidade Federal de Campina Grande
V.C. Volume de controle

CAPÍTULO 1

1.1 INTRODUÇÃO

Com a crise mundial e o aumento do preço do petróleo, bem como a sua previsível escassez aliada a uma consciência ecológica cada vez maior, tem-se procurado utilizar novas fontes de energia e processos de combustão mais eficientes e menos poluentes. Entre os combustíveis menos poluentes está o gás natural, cujo consumo aumenta ano a ano.

O gás natural pela sua pureza é um combustível mais limpo que o diesel e quando submetido a processos de combustão gera produtos menos poluentes. A combustão do gás é quase completa e não libera para a atmosfera, subprodutos da combustão tais como óxidos de enxofre, monóxido de carbono, gases carcinógenos ou que irritam as vias respiratórias superiores, que são comuns em processos de combustão de diesel.

Segundo a Agência Nacional do Petróleo (ANP), as reservas de gás natural comprovadas no Brasil até o ano de 2000 eram estimadas em aproximadamente 230 bilhões de metros cúbicos de gás. De acordo com a imprensa nacional, durante o ano de 2003 foram descobertas reservas adicionais de gás no litoral do Sudeste Brasileiro, incrementando de forma significativa as reservas desse energético, o que praticamente triplica esta disponibilidade.

O Brasil tem hoje uma reserva de gás natural de 800 bilhões de metros cúbicos. Estas reservas podem ser suficientes para abastecer o País pelos próximos 50 anos. No entanto, a

falta de investimento no setor fez com que apenas 37,5% dessas reservas tenham sido exploradas (O Estado de São Paulo, 2006).

Devido a disponibilidade do gás natural, a algumas características próprias deste combustível, e preços atrativos, este tem sido empregado de forma satisfatória tanto em motores do ciclo Otto, onde a substituição do combustível líquido pelo gasoso é total (100%), como em motores do ciclo Diesel, onde utilizam-se os dois combustíveis ao mesmo tempo. Mesmo considerando as novas tecnologias de sistema de injeção eletrônica de combustível, o uso do gás natural em motores do ciclo Diesel está limitado a sistemas de baixa potência, com predominância para motores alternativos. Além disso, devido a complexidade do tema, novos estudos têm sido conduzido no intuito de melhorar a performance do motor quando operando de forma dual (diesel e gás natural).

Contudo, se por um lado há disponibilidade de gás para produção de energia mecânica, por outro existe a escassez de energia elétrica gerada a partir de fontes hídricas e o sério problema da poluição ambiental. Então, se justifica estudar e otimizar formas e técnicas apropriadas para: produção de energia elétrica e mecânica (aplicações automotivas, por exemplo) a partir do gás natural; produção de novos equipamentos que realizem as mesmas funções operando com gás, sobretudo quando se tratar de sistemas de alta potência (termoelétricas), e redução de emissão de poluentes atmosféricos.

Neste sentido, visando dar uma contribuição na área de sistemas termodinâmicos que operem de forma dual, com ênfase em motores do ciclo diesel, este trabalho tem como objetivos:

- a) Implantar e testar um sistema de produção de potência eletromecânica constituído por motor do ciclo diesel, gerador elétrico e dissipador de potência;
- b) Estudar o desempenho do motor, quando submetido a variações de carga e diferentes percentagens de diesel e gás natural na mistura;
- c) Estudar o processo de combustão e de emissão de gases em motores do ciclo diesel utilizando mistura de diesel e gás natural;
- d) Avaliar o nível de energia residual dos gases de escape do motor e perdas de calor para a vizinhança, visando sua utilização em sistemas de co-geração;

- e) Modelar e analisar energética e exergeticamente o sistema térmico (motor), usando os conceitos da termodinâmica;
- f) Comparar os resultados teóricos obtidos com o modelo proposto com os resultados experimentais visando a otimização do modelo e do processo.

1.2 MOTIVAÇÃO

Construção e implantação do laboratório de geração termoelétrica, o que foi desde há muito tempo um desejo e uma necessidade dos dois departamentos envolvidos neste trabalho (Departamento de Engenharia Mecânica DEM e Departamento de Engenharia Elétrica DEE). Com a implementação deste laboratório, o qual se encontra equipado e instrumentado, abre-se um leque para o desenvolvimento de novos trabalhos tanto na área de Engenharia Mecânica (análise do sistema existente quando utilizando outras fontes de combustíveis tais como: biodiesel, biogás e misturas destes combustíveis), como também na Engenharia Elétrica.

Pode-se destacar um pouco de experiência na área de motores de combustão interna, visto que desde 1981, quando o Departamento de Engenharia Mecânica foi designado para ser um centro de homologação de veículos convertidos para o uso do álcool combustível, o grupo de trabalho em motores sempre esteve ligado a pesquisas nesta área, onde se pode citar mais recentemente o projeto Baja, que esteve sob a responsabilidade deste grupo.

Finalizando, destaca-se a vontade de contribuir para a viabilização da produção de energia elétrica a partir da utilização de motores diesel alimentados por diesel e gás natural, o que é inegavelmente uma contribuição importante para minimizar as agressões ao meio ambiente, visto ser este combustível gasoso melhor queimado em função de se misturar mais facilmente com o ar e assim ser menos poluente.

1.3 ESTRUTURA DA TESE

No segundo capítulo é feita uma revisão da bibliografia, onde se inicia com os combustíveis: óleo diesel e gás natural, mostrando suas características, vantagens de utilização e algumas propriedades. Fala-se dos aspectos gerais da combustão e um rápido resumo sobre motores de combustão interna e finaliza-se este capítulo com um estudo sobre as emissões de poluentes.

No terceiro capítulo, apresenta-se a metodologia experimental, onde se destaca o sistema eletro-mecânico composto pelo motor e gerador, e toda a instrumentação que foi aplicada ao sistema, assim como, o sistema de aquisição e armazenamento de dados. Neste capítulo é apresentada também uma modelagem matemática desenvolvida, capaz de prever alguns parâmetros que poderiam ser comparados com o sistema experimental, e também prever resultados que serviria para justificar e comprovar a viabilidade do uso do gás natural em motores do ciclo diesel.

O quarto capítulo apresenta os resultados e discussões. Inicia-se com a apresentação dos resultados experimentais, onde são mostrados gráficos contendo informações sobre as condições de operação do motor e posteriormente são apresentados os resultados preditos pelo modelo.

No quinto capítulo são apresentadas as conclusões e sugestões para trabalhos futuros, obtidos a partir dos estudos realizados. Destaca-se a recomendação para intensificar os trabalhos sobre o melhor aproveitamento do gás natural em motores do ciclo diesel e utilização de biodiesel e biogás.

CAPÍTULO 2

REVISÃO DA LITERATURA

2.1 Combustíveis

O combustível é um material cuja queima produz calor, energia ou luz. A queima ou combustão é uma reação química na qual os constituintes do combustível se combinam com o oxigênio do ar. Para iniciar a queima de um combustível é necessário que ele atinja uma temperatura definida, chamada de temperatura de ignição. Os combustíveis podem estar nos estados sólido, líquido ou gasoso nas condições ambientais.

Os principais combustíveis sólidos naturais são a madeira e os produtos de sua decomposição natural, turfa e carvão. Para que um sólido possa ter valor como combustível é necessário que tenha um poder calorífico elevado e queime com facilidade, com ou sem chama.

No Brasil, o carvão como fonte de energia não é muito utilizado, visto que a produção de energia é proveniente de fontes hidráulicas. No caso do carvão vegetal, existe um maior controle com relação a sua utilização, visto que seu consumo provoca um desmatamento considerável das florestas; mesmo assim, a lenha participa com 6,3 % da matriz energética nacional (BEN, 2002).

O combustível líquido tem certas vantagens em comparação com os sólidos. Geralmente possui maior poder calorífico, mais facilidade e economia de armazenagem e fácil

controle de consumo. No Brasil os combustíveis líquidos são obtidos a partir do petróleo e da biomassa. Os mais usados são: gasolina, querosene, óleo diesel e álcool. Já com relação aos combustíveis gasosos pode-se citar o gás natural e o gás liquefeito de petróleo (GLP), como os principais componentes da matriz energética.

2.1.1 Óleo diesel

O óleo diesel é um combustível derivado do petróleo sendo constituído basicamente por hidrocarbonetos, que são compostos orgânicos que contém átomos de carbono e de hidrogênio. Outros compostos presentes no diesel, além de carbono e hidrogênio, são o enxofre e nitrogênio.

Produzido a partir da refinação do petróleo, o óleo diesel é formulado através da mistura de diversas correntes como querosene, gasóleos, nafta pesada, diesel leve e diesel pesado, provenientes das diversas etapas de processamento do óleo bruto.

As proporções destes componentes no óleo diesel são aquelas que permitem enquadrar o produto final dentro das especificações previamente definidas e que são necessárias para permitir um bom desempenho do produto, além de minimizar o desgaste nos motores e componentes e manter a emissão de poluentes gerados na queima do produto, em níveis aceitáveis.

Sua fórmula molecular varia de acordo com o tipo de diesel; no entanto, em se tratando da combustão do combustível líquido, é conveniente exprimir a composição em termos de um único hidrocarboneto, embora ele seja uma mistura de vários hidrocarbonetos. O óleo diesel é usualmente considerado como duodecano $C_{12}H_{26}$ (Van Wylen e Sonntag, 1976). No entanto, outras fórmulas moleculares são também usadas. Por exemplo, de acordo com Ferguson (2001), pode-se escrever para óleo diesel: $C_{14,4}H_{24,9}$.

Motores diesel precisam, para a auto-ignição e queima perfeita, de combustíveis de alto ponto de ignição. A pré-combustão é a tendência do combustível à auto-ignição quando da injeção no motor diesel, e é característica importante para o desempenho do combustível, neste tipo de motor; é medida pelo índice de cetano.

O óleo diesel é uma mistura de hidrocarbonetos com ponto de ebulição entre 200 e

360°C, obtido por destilação do petróleo por hidrogenação, síntese, ou craqueamento catalítico em baixas temperaturas. Tem poder calorífico médio (PCI) ou (calor de combustão) de aproximadamente 46054,8 kJ/kg (Heywood, 1988). O poder calorífico de um combustível é o calor liberado durante a combustão completa de um quilograma do mesmo (no caso de combustíveis sólidos e líquidos) ou de um normal metro cúbico (no caso de combustíveis gasosos).

A Tabela 2.1 apresentada a seguir, mostra os diversos tipos de óleo diesel distribuídos pelo Brasil.

Tabela 2.1 – Tipos de óleo diesel distribuídos no Brasil

Produto	Área de Influência	Tipo	% de enxofre máximo	Cor
Óleo diesel Interior (comum e aditivado)	Demais municípios não listados na Resolução nº 12 da ANP	B	0,35	Vermelho
Óleo diesel Metropolitano (comum e aditivado)	Belém, Fortaleza, Recife, Aracaju, Salvador, Vitória, Curitiba, Porto Alegre	D	0,20	Castanho
Óleo diesel S500 (comum e aditivado)	RJ, SP, Campinas, Baixada Santista, São José dos Campos, BH, Vale do Aço	S500	0,05 (500 ppm)	Amarelo Claro

Fonte: Texaco (2006).

Durante a combustão de certa massa de combustível, a água é produzida pela oxidação do hidrogênio e passa a fazer parte dos produtos da combustão. A quantidade de energia liberada neste processo depende da fase em que se encontra a água nos produtos. Se esta encontra-se nos produtos da combustão está na fase líquida, a energia liberada é chamada de poder calorífico superior (PCS). Caso esteja na fase vapor, a energia liberada na reação é chamada de poder calorífico inferior (PCI).

Na medição do PCS e do PCI, faz-se necessário estabelecer condições padronizadas de pressão e temperatura, nas quais o ensaio é realizado ou o resultado é apresentado. Geralmente, adota-se 1 atm. e 20 °C como condições padrões para os reagentes e produtos após a combustão, e neste caso, denomina-se poder calorífico à pressão constante (Heywood, 1988).

Um outro parâmetro bastante usado para o diesel é a densidade relativa à 20-4 °C. Ela é definida como a relação entre a massa específica do óleo diesel, expressa em (g/cm³) à 20°C e massa específica da água expressa em (g/cm³) à 4°C. Os motores são projetados e calibrados para operarem com o combustível em determinada faixa de densidade, tendo em vista que a bomba injetora dosa o volume injetado no motor, podendo este volume (débito) ser alterado em função da densidade relativa. Valores de densidades acima das faixas de regulação podem levar a uma mistura rica de ar/combustível, o que aumenta a emissão de poluentes como hidrocarbonetos não queimados, monóxido de carbono e material particulado. Valores baixos para a densidade podem favorecer a formação de mistura pobre, o que leva à perda de potência do motor e ao aumento de consumo de combustível.

O teste para obtenção da densidade relativa pode ser feito imergindo-se um densímetro de vidro ou digital, em proveta de 1000 ml, contendo amostra do produto. Neste caso, o resultado é expresso como densidade a 20-4 °C. Os limites especificados pela ANP são: 820 a 880 kg/m³ para diesel “A” (interiorano) e 820 a 865 kg/m³ para diesel “B” (metropolitano) (ANP, 2005).

O óleo diesel comum ou comercial, utilizado universalmente, embora atenda aos requisitos básicos em termos de características físicas e químicas, requer cuidados quanto ao manejo e utilização. A água, presente em maior ou menor concentração é o principal contaminante e deve sempre ser removida, por centrifugação ou filtragem especial com decantadores. Como os componentes das bombas e bicos injetores são construídos com folgas adequadas à lubrificação pelo próprio óleo diesel, a presença de água os danifica imediatamente. Além de água, todo óleo diesel tem um certo teor de enxofre, que não pode ser removido, do qual resulta, após a combustão, compostos nocivos à saúde. As Tabelas 2.2 e 2.3 apresentam algumas propriedades do diesel e biodiesel (combustível produzido a partir de óleos de origem vegetal ou animal e álcool).

Os hidrocarbonetos não queimados e os óxidos nítricos (reação do ar com o nitrogênio a pressões e temperaturas elevadas) podem causar problemas das vias respiratórias superiores. Existe uma preocupação mundial com relação a emissão destes gases tóxicos liberados pelo escapamento dos motores, e vem sendo objeto de padronização e normatização para a proteção ambiental.

A Tabela 2.2 apresenta algumas das principais características do óleo.

Tabela 2.2 - Principais características do óleo diesel tipo C

Características	Diesel *
PCI (kcal/kg)	10824
Ponto de névoa (°C)	1
Índice de cetano	45,8
Massa específica a 20°C (g/cm ³)	0,8497
Viscosidade a 37,8 °C (cSt)	3,04
Inflamabilidade (°C)	55
Destilação a 50% (°C)	278
Destilação a 90 % (°C)	373
Teor de cinzas (%)	0,014
Teor de enxofre (%)	0,24
Cor (ASTM)	2,0
Resíduos de carbono Conradson (%)	0,35

Para o óleo diesel comercial, cuja densidade foi determinada a 20°C.

Fonte: Ramos (2005)

2.1.2 Gás natural

Os primeiros relatos sobre o uso do gás natural ocorreram no oriente médio acerca de 2000 anos A.C. Estes registros antigos indicam que este gás foi utilizado com fins de iluminação e mais especificamente com fins religiosos, onde algumas seitas da época tinham adoração pelo fogo. Outros relatos indicam que o gás natural também já era conhecido na China e, por volta de 200 anos A.C., os chineses começaram a utilizar este gás com o objetivo de desidratar o sal. Com sistemas de perfuração rústicos, estes povos conseguiam chegar as grandes profundidades e utilizavam como ferramentas de perfuração, nada mais que varas de bambú (GásEnergia, 2005). No Brasil, a utilização do gás natural só começou a se viabilizar por volta da década de 40, com as descobertas de óleo e gás na Bahia no entanto, a produção localizada era apenas capaz de atender as indústrias baianas. Com a exploração da bacia de Campos no Rio de Janeiro na década de 80, a participação do gás natural foi para aproximadamente 3% da matriz energética nacional. No final do século passado, o governo brasileiro estabeleceu como meta até 2010, uma participação do gás natural na matriz energética brasileira da ordem de 12%.

O gás natural é uma mistura de hidrocarbonetos leves (em função da baixa quantidade de moléculas de carbono) e gases inertes, com predominância de metano (de 78% a 88%), que à temperatura ambiente e pressão atmosférica, permanece no estado gasoso. É um gás inodoro, incolor, não-tóxico. Sendo mais leve que o ar, em caso de vazamento, o gás natural é facilmente dissipado na atmosfera. Sua temperatura de auto inflamação é da ordem de 450 °C. Esta característica apresenta ótima possibilidade de utilização em motores do ciclo Otto e do ciclo Diesel (GasEnergia, 2005, Natural Gas Vehicle Coalition, 2005).

A grande vantagem da utilização do gás natural é a maior possibilidade de preservação e conservação do meio ambiente. Pelas características apresentadas, é um ótimo substituto para o carvão e o diesel nas usinas termoelétricas, reduzindo os níveis de poluição, de desmatamento e de acidentes ambientais.

A composição do gás natural pode variar em função do gás ser de origem associado ou não associado. É uma mistura de metano, etano, propano, podendo apresentar ainda em sua composição, hidrocarbonetos de cadeia carbônica maior em pequenas proporções. Apresenta baixos teores de nitrogênio, dióxido de carbono, água e compostos de enxofre, que são indesejáveis ao gás.

A Tabela 2.3 apresenta a composição do gás associado, não-associado e de processo. O gás não-associado apresenta valores mais significativos de metano quando comparado ao gás associado, o que o torna mais viável.

Em 1998 foi feita uma reavaliação das reservas de gás do Brasil e concluiu-se que estas reservas eram da ordem de 409,8 bilhões de m³. Desse total, 225,9 bilhões de m³, praticamente a metade, referem-se ao volume provado e 183,9 bilhões de m³ à soma das reservas prováveis e possíveis. Com volume de 26,5 bilhões de m³, o campo de Leste de Urucu (AM) lidera a lista dos 20 campos com maiores reservas provadas de gás, onde se concentram 76,9% do volume total. Em seguida, vem o campo de Marlim (Bacia de Campos), que tem 23,7 bilhões m³ de gás (GásEnergia, 2005).

A Tabela 2.4 apresenta algumas propriedades do gás natural, enquanto que a Tabela 2.5 apresenta um comparativo entre o gás natural com outros gases processados.

A Tabela 2.6 fornece as características do gás natural comercial. Os dados foram obtidos da portaria número 104 da ANP, emitida em 8 de junho de 2002, e apresenta os dados de composição do gás natural por região do Brasil.

Tabela 2.3 – Composição típica do GN

Elementos	Gás natural associado	Gás natural não associado	Gás Processado
Metano	81,57	85,48	88,56
Etano	9,17	8,26	9,17
Propano	5,13	3,06	0,42
I-Butano	0,94	0,47	-
N-Butano	1,45	0,85	-
I-Pentano	0,26	0,20	-
N-Pentano	0,30	0,24	-
Hexano	0,15	0,21	-
Heptano e superiores	0,12	0,06	-
Nitrogênio	0,52	0,53	1,20
Dióxido de carbono	0,39	0,64	0,65
Total	100 %	100 %	100 %

Fonte: GasEnergia (2005).

Tabela 2.4 – Propriedades do gás natural

Propriedade	Valor
PCI (kcal/m ³)	9916
PCS (kcal/m ³)	10941
Densidade (kg/m ³)	0,71

Fonte: GasEnergia (2005)

O gás natural parece ser um excelente candidato para ser utilizado nos motores dual (ciclo Diesel), devido as suas características e ao seu uso mundial. Tem um alto número de octano, portanto é convenientemente empregado para os motores com alta taxa de compressão. Apresenta também a vantagem de se misturar uniformemente com o ar, resultando em uma combustão eficiente e uma redução substancial nas emissões pelos gases de escape.

Tabela 2.5 – Comparativo entre gás natural e outros gases

Gases	Gás Natural	GLP	Gás de rua (manufaturado)	Gás de refinaria
Origem	Reservatórios de petróleo e de gás não-associado	Destilação de petróleo e processamento de gás natural	Reforma termo-catalítica de gás natural ou de nafta petroquímica	Processos de refino de petróleo
Peso molecular	17 a 21	44 a 56	16	24
PCS (kcal/m ³)	Rico: 10900 Processado: 9300	24000 a 32000	4300	10000
Densidade relativa	0,58 a 0,72	1,50 a 2,0	0,55	0,82
Principais componentes	Metano e etano	Propano e butano	Hidrogênio, metano, nitrogênio, monóxido de carbono, dióxido de carbono	Hidrogênio, nitrogênio, metano e etano
Pressão de armazenamento	200 kgf/cm ² ou 19613,3 kPa	15 kgf/cm ² ou 1470,998 kPa	---	---

Fonte: GasEnergia (2005)

Tabela 2.6 – Características do gás natural comercial

Características	Unidade	Limites por região			Métodos de Ensaio
		Norte	Nordeste	Sul, sudeste e centro oeste	
Poder calorífico superior	kJ/ m ³	34000 a 38400	35000 a 42500	35000 a 42500	D 3588
Índice de Wobbe	kJ/m ³	40500 a 45000	40500 a 52500	40500 a 52500	ASTM D 3588
Metano, mínimo	% vol.	68,0	86,0	86,0	D 1945
Etano, máx.	% vol.	12,0	10,0	10,0	
Propano, máx.	% vol	3,0	3,0	3,0	
Butano e mais pesados, máx.	% vol	1,5	1,5	15	
Oxigênio, máx.	% vol	0,8	0,5	0,5	
Inertes (N ₂ + CO ₂), máx.	% vol.	18,0	5,0	40	
Nitrogênio	% vol.	Anotar	2,0	2,0	
Enxofre Total, máx.	mg/m ³	70	70	70	D 5504
Gás Sulfídrico (HS), máx.	mg/m ³	10,0	15,0	10,0	D 5504
Ponto de orvalho de água a 1atm, máx.	°C	-39	-39	-39	D 5454

Fonte: ANP (2005)

Na Tabela 2.7, são apresentadas outras características dos combustíveis: gás natural, gasolina e diesel.

Tabela 2.7 – Propriedades dos combustíveis: gás natural, gasolina e diesel.

Propriedades	Gás Natural	Gasolina	diesel
Limite de inflamabilidade volumétrica no ar (%)	5 a 15	1,4 - 7,6	0,6 - 5,5
Temperatura de auto-ignição (°C)	450	300	230
Energia de ignição mínima (10 ⁶ kJ)	0,26	0,22	0,22
Temperatura-pico de chama (°C)	1884	1977	2054

Fonte: NATURAL GAS VEHICLE COALITION (2005)

2.2 Combustão

2.2.1 Aspectos gerais da combustão

Na análise de sistemas que não envolvem reações químicas, considera-se somente a energia interna sensível (associada com as mudanças de temperatura e pressão) e a energia latente (associada com mudanças de fase). Quando se analisa sistemas com reações químicas, contudo, é necessário considerar a energia interna química, que é a energia associada com a destruição ou formação de ligações químicas entre átomos. Nestes casos, as relações de balanço de energia para sistemas sem reações químicas são igualmente aplicáveis a sistemas com reações químicas, mas os termos da energia, neste último caso, devem ser modificados para incluir a energia química (Moran e Shapiro, 2000).

Define-se combustão como sendo a reação química na qual um combustível é oxidado e uma grande quantidade de energia é liberada. Normalmente, o agente oxidante mais usado (comburente) é o oxigênio do ar atmosférico, cuja composição é basicamente oxigênio, nitrogênio e argônio. Já o combustível é qualquer material que pode ser queimado para liberar energia e que tem em sua composição entre outros elementos, carbono, hidrogênio e enxofre. Exemplos de combustíveis são o carvão, a gasolina, o diesel e o gás natural (Moran e Shapiro, 2000).

Em um processo de combustão ocorre uma reação química, na qual as ligações entre as

moléculas dos reagentes são quebradas e, em seguida, os átomos e os elétrons se reagrupam para formar produtos com uma liberação de energia, podendo ser expressa por reações químicas.

Durante este processo, a massa de cada elemento permanece a mesma, o que permite escrever equações químicas e, então, resolver problemas que envolvam quantidade de vários constituintes, com conservação de massa de cada elemento.

Quando se trata de combustíveis constituídos por hidrocarbonetos, substâncias comumente derivadas do óleo cru por meio de processos de destilação ou craqueamento (como por exemplo, a gasolina, o diesel, o querosene), o carbono e o hidrogênio são oxidados para formar, em geral, dióxido de carbono e água, a qual pode estar na fase gasosa, líquida ou sólida dependendo da temperatura e pressão dos produtos.

Observa-se, portanto, que em toda reação de combustão é necessário a presença de oxigênio puro ou misturado com outros componentes. O oxigênio puro é essencialmente utilizado apenas em aplicações especiais como a soldagem. Na maioria das aplicações o ar fornece o oxigênio necessário para o processo de combustão. A composição do ar em base molar é aproximadamente de 21% de oxigênio, 78% de nitrogênio e 1% de argônio. Na solução dos problemas de combustão que envolve o ar, o argônio é normalmente desprezado e o ar é considerado como sendo composto de 21% de oxigênio e 79% de nitrogênio, em volume. Esta hipótese conduz a conclusão de que para cada mol de oxigênio estão envolvidos 3,76 moles (79,0/21,0) de nitrogênio. Portanto, para que ocorra a combustão completa do carbono, hidrogênio e quaisquer outros elementos que constituem o combustível necessita-se de uma quantidade mínima de ar para que estes elementos se oxidem, a qual é denominada de “ar teórico”. Para a combustão completa com a quantidade de ar teórico, os produtos consistiriam de dióxido de carbono, água, dióxido de enxofre, o nitrogênio acompanhando o oxigênio no ar e o nitrogênio contido no combustível. Nenhum oxigênio livre apareceria nos produtos.

Normalmente a quantidade de ar que abastece a combustão é maior ou menor do que a quantidade teórica. Se a quantidade de ar fornecida é menor, a combustão é dita incompleta e pode haver a ocorrência de alguns hidrocarbonetos nos produtos da combustão. Quando há apenas uma pequena deficiência de ar implica que um pouco de carbono une-se ao oxigênio para formar monóxido de carbono, CO, ao invés de dióxido de carbono, CO₂. Quando ocorre

um excesso de ar pode haver pequena quantidade de CO e a quantidade exata dependerá do nível de mistura e de turbulência durante a combustão.

O excesso de ar muito alto abaixa a temperatura da chama, diminui sensivelmente a troca de calor por radiação, reduzindo a eficiência dos equipamentos. Essa é a razão pela qual o excesso de ar, sempre que possível, deve ser mantido em níveis mínimos, compatíveis com a exigência de combustão completa.

Mistura ar combustível com mais ou menos ar do que o ar estequiométrico pode ser queimada. No entanto, com misturas ricas, não haverá oxigênio suficiente para oxidar todo o carbono e hidrogênio. Os produtos são: dióxido de carbono (CO_2), água (H_2O), monóxido de carbono (CO) e hidrogênio (H_2) podendo ter também (N_2). A composição dos produtos não pode ser determinada partindo de um balanço dos elementos (Heywood, 1988).

2.2.2 Entalpia de formação

A entalpia do componente no estado padrão é denominada de entalpia de formação, \bar{h}_f° . Mas, o que representa esta entalpia? Corresponde a energia liberada ou absorvida quando um componente é formado a partir de outros elementos, desde que os componentes e os elementos estejam em uma temperatura e pressão de referência. O valor da entalpia de formação é usualmente determinado pela aplicação de procedimentos de termodinâmica estatística usando os dados espectroscópicos observados. O valor da entalpia de formação pode também ser determinado pelo princípio de medida de transferência de calor na reação de combustão (Moran e Shapiro, 2000)

Para entender melhor esta definição considere o processo de combustão do carbono sólido com o oxigênio gasoso (gás ideal), cada um deles entrando em um volume de controle no estado de referência de 25 °C e 1 atm ($\pm 0,1$ MPa), e o dióxido de carbono formado pela reação sai da câmara nas mesmas condições do estado de referência. Se a transferência de calor fosse precisamente medida, seria -393.522 kJ/kmol de CO_2 formado, ou seja, a diferença entre a entalpia dos produtos e dos reagentes.

Aplicando-se a primeira lei a esse processo e supondo que a entalpia dos elementos no estado de referência é nula, justificando-se pelo fato de que na ausência de reações nucleares, a massa de cada elemento em uma reação é conservada. Esta escolha do estado de referência

não traz conflitos ou ambigüidades e demonstra-se muito conveniente no estudo de reações químicas do ponto de vista termodinâmico; então a entalpia do CO₂ é denominada entalpia de formação, o que implica dizer que a entalpia de formação do CO₂ será igual a -393.522 kJ/kmol. Assim, a entalpia de CO₂ em qualquer outro estado, relativa a esta base onde a entalpia dos elementos é zero, seria encontrada pela adição da entalpia de formação e variação de entalpia entre o valor no estado de referência e o estado dado. Isto é, a entalpia a qualquer temperatura e pressão, $\bar{h}_{T,P}$ é:

$$\bar{h}_{T,P} = (\bar{h}_f^{\circ})_{298,0K;0,1MPa} + (\Delta\bar{h})_{298,0K;0,1MPa \rightarrow T,P} \quad (2.1)$$

onde o termo $(\Delta\bar{h})_{298,0K;0,1MPa \rightarrow T,P}$ representa a diferença entre a entalpia a qualquer estado dado e a entalpia a 298 K e 0,1 MPa \approx (1 atm), dado como segue:

$$(\Delta\bar{h})_{298,0K;0,1MPa \rightarrow T,P} = \bar{h}_{T,P} - \bar{h}_{T_{ref},P_{ref}} \quad (2.2)$$

2.2.3 Entalpia de combustão

Define-se entalpia de combustão como sendo a diferença entre a entalpia dos produtos e a entalpia dos reagentes, quando ocorre uma combustão completa a uma dada temperatura e pressão, ou seja:

$$\bar{h}_{RP} = H_P - H_R = \sum_P n_s (\bar{h}_f^{\circ} + \Delta h)_s - \sum_R n_e (\bar{h}_f^{\circ} + \Delta h)_e \quad (2.3)$$

Termodinamicamente, os parâmetros interessantes de serem avaliados são as variações de energia de um sistema durante um processo, e não os valores da energia em estados particulares. Desta forma, pode-se escolher qualquer estado de referência e se atribuir valores nulos a energia interna ou a entalpia da substância nesse estado. Quando o processo não envolve mudanças na composição química, o estado de referência escolhido não tem influência nos resultados (Çengel e Boles, 2001). O parâmetro usual para exprimir a entalpia de combustão é uma unidade massa de combustível, como um kg (h_{RP}) ou um kmol (\bar{h}_{RP}) de combustível.

2.2.4 Temperatura adiabática de chama

A temperatura adiabática de chama corresponde à temperatura atingida pelos produtos

quando o processo de combustão ocorre adiabaticamente, sem desenvolver trabalho ou variações de energia cinética ou potencial. Nestas mesmas condições, essa temperatura corresponderia a temperatura máxima que os reagentes poderiam atingir. Essa temperatura pode ser controlada pela quantidade de excesso de ar que é utilizada, sendo de suma importância para processos, como por exemplo, combustão em turbinas a gás, onde a temperatura máxima admissível é determinada por considerações metalúrgicas na turbina e um controle rigoroso da temperatura dos produtos é essencial.

2.3 Motores de combustão interna

2.3.1 Informações gerais

A produção de energia útil em muitas máquinas térmicas é realizada através da utilização de um fluido de trabalho que pode operar em ciclo aberto ou fechado. No ciclo aberto, o fluido de trabalho é renovado no final de cada ciclo em vez de ser re-circulado, como ocorre no ciclo fechado. A forma como o calor é fornecido a este fluido durante cada ciclo permite classificar as máquinas térmicas em máquinas de combustão interna e externa. Nas máquinas de combustão externa, tais como centrais de potência a vapor, a energia é fornecida ao fluido de trabalho de uma fonte externa, como uma fornalha, por exemplo. Nas máquinas de combustão interna, isto é feito pela queima de combustível dentro das fronteiras do sistema, onde existe uma mudança na composição do fluido de trabalho de uma mistura de ar e combustível para produtos da combustão (Moran e Shapiro, 2000).

Os motores de combustão interna são geralmente divididos em duas categorias: motores de ignição por compressão e motores de ignição por centelha. Em motores de ignição por compressão, o ar é comprimido em pressões e temperaturas nas quais um combustível, que facilmente entra em ignição, explode espontaneamente quando injetado e queima progressivamente depois da ignição (Moran e Shapiro, 2000).

Nos motores de ignição por centelha (motores do ciclo Otto), a mistura de ar e combustível gasoso é comprimida até que a temperatura obtida nesta compressão, fique abaixo do ponto de ignição da mistura. Esta mistura sob estas condições é então incendiada por uma vela de ignição, em um instante pré-estabelecido por um sistema de controle de ignição. Nos motores bicomcombustíveis, em que ambos os tipos de combustão coexistem, uma

mistura de ar e combustível gasoso com alto índice de octana por exemplo, (gás natural) é comprimida e então queimada por uma pequena injeção de combustível líquido que entra em combustão espontaneamente, no fim da fase de compressão. Isto é possível graças a diferença de inflamabilidade dos dois combustíveis (diesel e gás natural). Teoricamente, a quantidade de combustível líquido necessário para inflamar é mínima (menor que um por cento). A dificuldade que se encontra neste tipo de motor é a injeção deste combustível piloto, através de bomba ou equipamento injetor, que cubra a faixa de 1 a 100%.

Os motores com ignição por centelha são vantajosos para aplicações que requerem potência até cerca de 225 kW (300 HP). Como eles são relativamente leves e de baixo custo, são particularmente adequados para o uso em automóveis. Os motores com ignição por compressão são normalmente preferidos para aplicações em que se necessita de economia de combustível e potência relativamente alta (caminhões pesados, ônibus, locomotivas, navios e unidades auxiliares de potência). Na faixa intermediária, tanto os motores com ignição por centelha quanto os com ignição por compressão são utilizados.

Na busca pela redução de custos operacionais (preço do combustível) e das emissões de poluentes tais como o dióxido de enxofre pelos motores do ciclo Diesel, está sendo reintroduzida a tecnologia do uso de dois combustíveis no motor diesel, a qual é conhecida como dual (Papagiannakis e Hountalas, 2003). Esta tecnologia consiste no uso de combustíveis gasosos devido a sua natureza mais limpa na combustão quando comparada aos combustíveis líquidos convencionais; gás natural, sendo um dos combustíveis mais utilizados neste modo, passa a ser o combustível básico no acionamento do motor e o diesel utilizado apenas como piloto (inflamante do gás).

Taylor (1977) afirma que motor bicomcombustível é aquele que trabalha simultaneamente com dois combustíveis e, em geral, são motores diesel que trabalham com óleo diesel e outro combustível que pode ser gasoso ou líquido vaporizado. Nesse caso, o gás ou vapor é introduzido juntamente com o ar na fase de admissão, e a ignição é efetuada por uma pequena injeção-piloto de diesel. Segundo Obert (1971), nesses motores, o óleo diesel continua sendo usado normalmente, porém apenas como combustível piloto para proporcionar a ignição por compressão, dando início à combustão do combustível principal (gás ou líquido vaporizado) que é admitido no cilindro pelo coletor de admissão, semelhante à alimentação de um motor de ciclo Otto, mas com mistura pobre. Esse sistema apresenta a vantagem de não exigir

modificações no motor. Nesse motor, a energia provém basicamente da combustão do gás natural. O óleo diesel tem a função de produzir o início da combustão do gás, que é o combustível principal. Assim, haverá uma substituição parcial de óleo diesel por gás natural, aumentando o rendimento da combustão devido as características do combustível gasoso.

A impossibilidade de substituição total do diesel justifica-se pelo princípio de funcionamento do motor (explosão por compressão) e como o gás natural pode suportar altas taxas de compressão sem explodir, isto inviabiliza a substituição total do diesel por gás natural. Destaque-se que no motor diesel a variação na relação de mistura ar/combustível é muito grande, podendo-se chegar a relações de até 50:1 em peso (Giacosa, 1964; Heywood 1998), isto proporciona uma condição de queima de qualquer quantidade de diesel que for injetada na câmara de combustão. Para que o gás natural, que tem uma relação ar/combustível menor (15:1) (Obert, 1971), possa ser utilizado nestes motores, se faz necessário que este combustível seja admitido com o ar durante a fase de admissão, tal como ocorrem nos motores do ciclo Otto; isto é possível devido a alta octanagem do gás natural, que o faz resistir a altas pressões de compressão. Como no motor diesel não existe vela para inflamar o combustível, se faz necessária a injeção de uma pequena quantidade de combustível diesel, a qual tem a função de inflamar a mistura ar+gás que foi admitida, visto que a contribuição em potência na saída do motor dada pela queima do diesel é muito pequena (Papagiannakis e Hountalas, 2003). A literatura relata casos de substituição de até 90 % do diesel pelo gás natural.

A Figura 2.1 apresenta um esquema de um motor de combustão interna, operando em um ciclo de quatro tempos, quais sejam: admissão, compressão, explosão e descarga. Os quatro tempos do motor ocorrem dentro do limite do cilindro que está compreendido entre o ponto morto superior e o ponto morto inferior. A este limite entre os pontos mortos, chamamos de cilindrada, o que corresponde ao volume varrido pelo pistão no seu deslocamento do PMS até o PMI.

Este processo de produção de trabalho tem início no ponto morto superior com a válvula de admissão aberta e o pistão se deslocando até o ponto morto inferior, realizando admissão de ar no motor diesel. Ao chegar ao PMI, fecha-se a válvula de admissão e o pistão se desloca do PMI ao PMS, realizando a compressão do ar que foi admitido. Ao se aproximar do PMS, uma certa quantidade de óleo diesel é pulverizada na massa de ar aquecida, ocorrendo a

combustão. Por força da combustão, o pistão agora se desloca do PMS ao PMI no que se chama de tempo motor, ou seja, neste deslocamento é onde o motor produz trabalho. Ao chegar ao PMI, abre-se a válvula de escapamento e o pistão se desloca para o PMS, descarregando a mistura queimada. Neste momento, a válvula de admissão se abre e tem início um novo ciclo.

Em um motor de combustão interna de quatro tempos, o pistão executa quatro cursos distintos dentro do cilindro para cada duas rotações da árvore de manivelas. A Figura 2.2 fornece um diagrama pressão-deslocamento tal qual poderia ser visto em um osciloscópio.

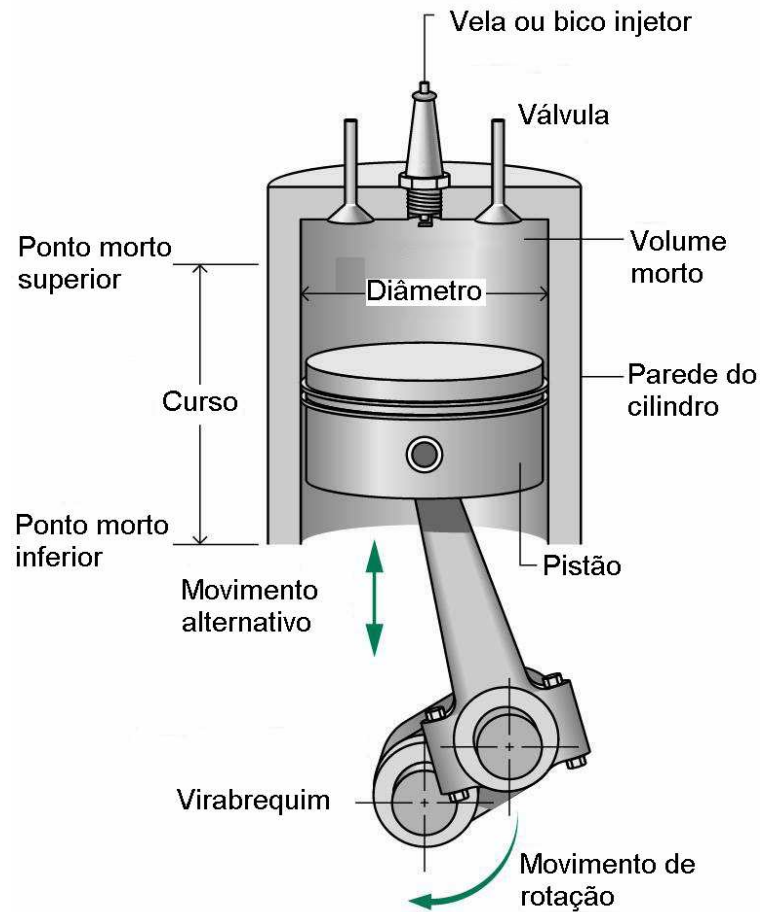


Figura 2.1 - Conjunto pistão-cilindro de um motor de combustão interna. Fonte: Moran e Shapiro (2000)

A potência máxima que um motor pode fornecer é limitada pela quantidade de combustível que pode ser queimado eficientemente no cilindro. A queima do combustível é por sua vez limitada pela quantidade de ar que pode ser admitida no cilindro por cada ciclo.

Se o ar introduzido é comprimido a uma pressão maior que a ambiente antes de entrar no cilindro, será possível ter uma maior massa de ar no mesmo volume, e, portanto, maior quantidade de combustível poderá ser queimada. Com a contribuição destes fatores e permanecendo constante a potência de atrito, tem-se então, um aumento da potência gerada. Este é o propósito fundamental da sobre-alimentação do motor (Schmidt, 1960). Este processo continua ainda hoje sendo bastante empregado e utilizando-se dos turbo-compressores e “super-charger” para realizar esta operação.



Figura 2.2 - Diagrama pressão-deslocamento para um motor de combustão interna alternativo. Fonte: Moran e Shapiro (2000)

Partindo-se de uma cilindrada fixa, a única forma de aumentar a massa de ar é aumentar sua densidade, isto poderá ser obtido, pressurizando-se o ar antes deste ser introduzido ao cilindro, durante a admissão. Esta pressurização é realizada pelo turbo - compressor. Nos motores do ciclo Diesel será pressurizado apenas ar e nos motores do ciclo Otto, será

pressurizada uma mistura ar+combustível. É importante lembrar que após o processo de compressão, e antes deste ar ou mistura ar combustível serem introduzidos no motor, sejam submetidos a processo de resfriamento, o que viabilizara a utilização de sobre alimentação.

Um parâmetro que serve como forma de comparar dois motores é a pressão média efetiva (p_{me}), que nada mais é que a pressão hipotética constante, existente no interior do cilindro, capaz de desenvolver uma determinada potência. Pode ser definida como:

$$p_{me} = \frac{\text{trabalho líquido para um ciclo}}{\text{volume deslocado}} \quad (2.4)$$

Na comparação entre dois motores que possuam a mesma cilindrada, aquele que possuir a maior pressão média efetiva, será o que apresentará maior potência.

O trabalho em um ciclo é determinado pela multiplicação dessa pressão média efetiva pela área do pistão (menos a área da haste, no lado da manivela de um motor de duplo efeito) e pelo curso.

A performance de motores que utilizam gás natural tem sido investigada de diversas maneiras, apresentando resultados promissores. Para resolver os problemas de emissão de poluentes nos motores diesel, muitas pesquisas têm sido realizadas usando gás natural, metano, e butano, como combustível pré-misturado, e uma pequena parcela de diesel como combustível piloto. Destes estudos, os motores de ignição por compressão de carga homogênea, mostraram ser os mais viáveis para redução de NO_x e fuligem. No entanto, os mecanismos de combustão destes motores e o controle de emissão de diesel e do combustível pré-misturado na câmara de combustão ainda são desconhecidos e ainda existem incertezas acerca da redução de hidrocarbonetos não-queimados.

Para melhorar a performance dos motores diesel, a indústria tem usado novas tecnologias tais como *sprays* de combustíveis com pressão de injeção ultra-alta (para reduzir níveis de emissão de poluentes) e o uso de materiais avançados (cerâmicas, para influenciar a transferência de calor dos motores). Recentemente, modelos computacionais avançados estão sendo desenvolvidos para uso na indústria como uma ferramenta para acelerar o passo de desenvolvimento dessas pesquisas.

De forma geral, os motores de combustão interna representam um dos mais desafiadores problemas de termofluidodinâmica para se modelar, devido ao escoamento ser compressível, com alta variação de densidade, baixo número de Mach (menor que 0,4), turbulento, transiente, cíclico e não-estacionário (no espaço e no tempo). As características da combustão são grandemente influenciadas pelos detalhes do processo de preparação do combustível e pela distribuição do combustível no motor que é controlado pela mecânica dos fluidos no interior do cilindro.

A modelagem de combustão em motores diesel requer freqüentemente sub-modelos de turbulência, injeção de *spray*, atomização, pulverização, vaporização, ignição, combustão pré-misturada, combustão por difusão, transferência de calor na parede e emissão de poluente (fuligem e NOx). Todos estes sub-modelos devem ser trabalhados juntos, nos campos de escoamento turbulento.

Sendo assim, o entendimento de modelagem da combustão turbulenta em motores de combustível dual (gás-diesel) baseado na combustão de combustível líquido e gasoso, ainda é um problema difícil e desafiador. As maiores dificuldades geralmente advêm do forte acoplamento entre os fenômenos de transporte molecular e turbulento e da cinética química, assim como da complexa geometria da câmara de combustão. A importância prática para se ter uma resposta a contento desses problemas, aliada a concepção e otimização desses sistemas, está associada a alcançar alta performance enquanto se consegue reduzir o nível de emissão de poluentes.

2.3.2 Formação da mistura, ignição e combustão no motor Diesel

No motor diesel, a combustão ocorre quando o combustível é injetado pela bomba de alta pressão na massa de ar quente contido no cilindro. O aquecimento do ar é devido à compressão efetuada pelo pistão, durante a fase de compressão do motor. Ao contrário, no motor do ciclo Otto a ignição é desencadeada por uma centelha elétrica que salta entre os eletrodos da vela de ignição. Esta diferença, entre os modos de inflamar a carga, impõe características físico-químicas distintas aos combustíveis usados nesses motores.

O combustível do ciclo Otto utiliza derivados leves do petróleo (naftas leves, propano, butano e gasolina), gás natural, gás de água (gerados em gasogênio), álcool e outras

substâncias gasosas ou que possam ser facilmente vaporizadas antes de entrar no cilindro do motor. Por outro lado, estes combustíveis devem resistir à taxa de compressão típica do ciclo Otto (12:1) sem entrar em ignição. O parâmetro que caracteriza a resistência à ignição por compressão é o número de octano (\overline{NO}), sendo desejável para o combustível do ciclo Otto elevado número de octano (superior a 85).

Por outro lado, a facilidade de um combustível entrar em ignição por compressão é expressa pelo número de cetano (\overline{NC}). Entre estes dois parâmetros há uma relação de complementaridade expressa por uma equação do tipo:

$$\overline{NO} = a - b \overline{NC} \quad (2.5)$$

em que a e b são constantes características de "famílias" de combustíveis, como a dos hidrocarbonetos leves que compõem a gasolina (Economia e Energia, 2001).

Uma forma simplificada para se elaborar o balanço de carbono consiste em se recorrer ao número de cetano, como principal indicador de qualidade do combustível. A metodologia do ensaio de cetano parte da referência ao n-hexadecano ($C_{16}H_{34}$) como o combustível diesel de excelência (o mais facilmente inflamável por compressão) e ao alfa-metil-nafteno ($C_{11}H_{10}$) como o de mais difícil inflamação. Preparando misturas destes hidrocarbonetos com diversos teores, faz-se a comparação do combustível em teste com estas misturas num motor de razão de compressão variável. O número de cetano é indicado pelo teor de $C_{16}H_{34}$ da mistura que se inflama nas mesmas condições de compressão que o combustível em teste.

O número de cetano do combustível diesel caracteriza, em certa medida, a cinética de combustão e tem, portanto, influência no espectro de substâncias emitidas pelo motor. O combustível diesel é uma mistura de hidrocarbonetos de moléculas mais pesadas do que as dos hidrocarbonetos da gasolina e, em consequência, de menor razão de massas hidrogênio/carbono, o que determina elevada emissão de compostos de carbono por unidade de energia final entregue ao motor. Entretanto, as características do ciclo Diesel que asseguram rendimento térmico superior ao do ciclo Otto (em parte, devido ao fato de operar com excesso de ar) compensam amplamente a desvantagem decorrente da composição do combustível, quando o parâmetro de interesse é a relação emissão / energia útil.

A comparação entre as emissões típicas nos dois ciclos (Otto e Diesel) sob outros aspectos é vaga em virtude da diferença de destinação dos respectivos veículos. Na composição atual da frota brasileira, os veículos do ciclo Otto são usados principalmente no transporte individual de passageiros e de cargas leves, cabendo aos do ciclo Diesel o serviço pesado.

No Brasil, o consumo de combustíveis automotivo está praticamente centrado no óleo diesel (cerca de 1/3 do uso de derivados), devido à estrutura do sistema de transportes coletivo e de carga. Para o óleo diesel, o número de cetano variou entre limites impostos pela falta desse combustível, visto que obrigou a Petrobras teve de aumentar a quantidade de frações mais leves do petróleo ao óleo diesel, em função dos altos de preço do petróleo na década de 70, refletindo o esforço de acomodação da balança comercial. A partir do início da década de 90 houve um movimento de melhoria da qualidade do diesel motivado pela legislação sobre a qualidade do ar. Na atualidade, há quatro faixas de especificação do número de cetano: para uso rodoviário, urbano, metropolitano, ensaios e outros usos. A faixa de variação vai de $\overline{NC} = 40$ a 45. Nos países onde a legislação ambiental é mais rigorosa, o diesel urbano tem $\overline{NC} = 50$ (Economia e Energia, 2001).

Além do \overline{NC} , parâmetros físico-químicos relevantes do combustível diesel que influenciam na emissão de poluentes são: a densidade, a viscosidade, o teor de enxofre, a presença de contaminantes, o teor de hidrocarbonetos cíclicos (aromáticos, derivados da cadeia fundamental do benzeno) e o poder calorífico. No Brasil, das tentativas de estender a oferta de combustível diesel pela adição de gasolina e de álcoois (etílico e superiores), verifica-se que os parâmetros físico-químicos mencionados anteriormente podem sofrer alterações significativas. O número de cetano diminui, ao passo que o perfil de emissão é modificado, com vantagens na emissão de CO e de fumaça preta (fuligem), mas com desvantagens para a emissão de HC. Dentro de certos limites (até 10% em volume) o diesel pode receber nafta pesada sem fugir da especificação para o diesel rodoviário (\overline{NC} mínimo = 40), conservando o consumo volumétrico específico e diminuindo a emissão de CO e de fumaça, com pequeno aumento na emissão de HC.

No motor diesel, a inflamação do combustível se dá por auto-ignição ao ser injetado no ar comprimido a alta temperatura. As relações de compressão usuais são $r = 11:1$ até $r = 18:1$,

as quais produzem temperaturas finais da ordem de 500 a 700 °C (Obert, 1971). Para que ocorra um rápido processo de inflamação do combustível, é necessário que este se distribua o mais uniforme possível pela câmara de combustão e que esta distribuição se faça através de gotículas muito pequenas.

Devido a rapidez em que o processo de combustão acontece, pode ser que não ocorra uma pulverização ideal do combustível diesel. As gotículas de combustível que são injetadas inflamam-se após terem sido levadas à temperatura de auto-ignição pelo ar pré-aquecido e comprimido no cilindro. O intervalo de tempo entre a injeção e a ignição deve estar sincronizado com a posição da árvore de manivelas, correspondente a elevação adequada de pressão. O retardo da ignição deve ser o mínimo possível; caso contrário poderá permanecer na câmara de combustão uma quantidade excessiva de combustível não queimado, que irá produzir aumento de pressão no próximo tempo de compressão e reduzir a lubrificação entre as camisas dos cilindros e os anéis de segmento. Com a lubrificação reduzida e com a continuidade do processo, resultará em desgaste, que é conhecido como “espelhamento” das camisas dos cilindros. Combustível diesel com boa ignição, tem um pequeno retardo, proporcionam compressão uniforme para a combustão e operação suave do motor. O retardo da ignição depende do tipo de combustível, pressão e temperatura na câmara de combustão.

O retardo da injeção medido pela posição da árvore de manivelas, é o intervalo de tempo necessário ao pistão da bomba de injeção, para levar a quantidade de combustível situada entre a canalização da bomba e o assento da válvula de injeção (bico injetor) à pressão de injeção. Infelizmente é quase impossível, especialmente nos motores mais velozes, controlar de maneira satisfatória a velocidade de combustão e a variação da pressão durante a combustão mediante o início e o desenvolvimento da injeção, a não ser com baixa compressão, que por outro lado diminui o rendimento e se opõe frontalmente ao princípio do motor diesel. No tempo de alguns centésimos de segundo entre o começo da injeção e a ignição, uma parte importante da quantidade injetada penetra na câmara de combustão e se inflama rápida e simultaneamente com o imprevisto aumento de pressão. Além disto, durante a ignição na fase fluida se formam peróxidos com um indesejável caráter explosivo. Estas “batidas” dão aos carburantes um maior retardamento de ignição impróprio para motores Diesel (Schmidt, 1960; Heywood, 1988; Ferguson, 2001).

A manutenção de temperaturas elevadas favorece os processos de aquecimento, destilação e “craqueamento” das gotas combustíveis, facilitando a ignição e permitindo manter bem aquecidos os núcleos de carbonos até sua queima completa.

Para se garantir que a combustão se dê eficientemente, é necessário que se garanta à gotícula de combustível um tempo suficiente, em condições adequadas de nebulização, temperatura e mistura com o ar. Em suma, existe um compromisso entre a velocidade dos gases, o combustível utilizado, a temperatura, as condições de nebulização e mistura com o ar, e o tamanho da câmara de combustão.

Para os combustíveis gasosos, o processo de combustão ocorre sem as etapas de nebulização e destilação das gotículas observadas nos combustíveis líquidos, em virtude de já se encontrar na fase gasosa. Como consequência, tem-se uma combustão mais rápida, câmaras mais frias, temperaturas baixas, em condições menos rígidas que as necessárias para a combustão de líquidos. Como fora observado nos combustíveis líquidos, também nos combustíveis gasosos existem alguns parâmetros e propriedades que são importantes no processo de combustão (Schmidt, 1960; Heywood, 1988; Ferguson, 2001).

A velocidade de chama é definida, de maneira simplificada, como sendo a velocidade com que as sucessivas camadas de mistura combustível-ar vão entrando em ignição, estando a mistura estacionária. Se a velocidade de chama for maior que a velocidade com que a mistura inicial sai do queimador, além de determinados limites, pode ocorrer o chamado retorno de chama para dentro do mesmo. Caso contrário, se a velocidade de mistura for superior à velocidade de chama, além de determinados limites, pode ocorrer o deslocamento de chama e sua consequente extinção.

A temperatura dos gases tem como limite superior a resistência das peças à alta temperatura e a qualidade do óleo lubrificante, e como limite inferior, a temperatura da atmosfera. O limite superior de pressão é dado pelo fato de que um aumento de compressão, mesmo que pequeno, acarreta um aumento nas forças do motor e no seu peso. As limitações de volume são consequência da necessidade de se evitar expansões demasiado grandes, pois só se consegue uma pequena vantagem de potência com a desvantagem de um motor muito grande.

Existem semelhanças no processo de combustão de uma máquina operando de forma dual (diesel – gás) e máquinas de ignição por centelha e ignição por compressão. No sistema dual, o combustível diesel é injetado como piloto, atomizado, evapora e se auto-inflama na câmara de combustão como nos motores diesel. Esta auto-ignição do diesel piloto acontece em vários locais, e quase ao mesmo tempo, nestas condições, o gás natural é inflamado também em vários lugares diferentes, abrindo várias frentes de chama. A característica de ignição em multipontos resulta em uma menor propagação de chama e menor tempo de combustão (Shenghua et al., 2006).

Sob o aspecto energético, a energia térmica liberada na combustão não é totalmente aproveitada para a realização de trabalho pelo motor. Na realidade, a maior parcela da energia é desperdiçada de várias formas. Motores diesel de grande porte e baixa rotação tem melhor aproveitamento da energia obtida na combustão. O calor gerado na combustão do óleo diesel se dispersa e apenas uma parcela é transformada em potência útil. Para os motores diesel de pequeno porte e alta rotação, em média, o rendimento térmico se situa entre 36 e 40%, o que para máquinas térmicas, é considerado alto. A Figura 2.3 apresenta o diagrama de fluxo térmico de um motor diesel de grande cilindrada com turbocompressor acionado pelos gases de escape e refrigeração forçada. De todo o calor fornecido ao motor 1508 kcal/CVh e uma pressão média efetiva de 8 kgf/cm², vê-se que 41,5% é transformado em potência útil, 22,4% é trocado com a água de refrigeração e 36,1% sai com os gases de escape.

Para a combustão completa de cada partícula de combustível, requer-se, da mistura, de acordo sua composição química, uma determinada quantidade de oxigênio, ou seja, de ar: é o ar teórico necessário, Ar_{min} . A falta de ar (mistura rica) produz, em geral, um consumo demasiado alto de combustível, e formação de CO (monóxido de carbono) ou fuligem. A combustão, nos motores, exige um excesso de ar. Se se estabelece a relação entre a quantidade real de ar Ar_{real} e a teórica, Ar_{min} , tem-se a relação $\hat{I} = (Ar_{real} / Ar_{min})$ que no motor Otto, fica entre 0,9 e 1,3 (Pereira, 2004). No motor diesel a plena carga, normalmente, não é inferior a 1,3 e com o aumento da carga pode subir bastante. Depende da qualidade da mistura, do combustível, da forma da câmara de combustão, do estado térmico (carga) e de outras circunstâncias. A quantidade de ar teórico, Ar_{min} , pode ser calculada em função da composição química do combustível. Os filtros de ar, tubulações, passagens e turboalimentador são dimensionados em função da quantidade de ar necessária à combustão e devem ser mantidos desobstruídos, a fim de não comprometer o funcionamento do motor.

A Figura 2.3 a seguir, apresenta um diagrama de fluxo térmico de um motor diesel.

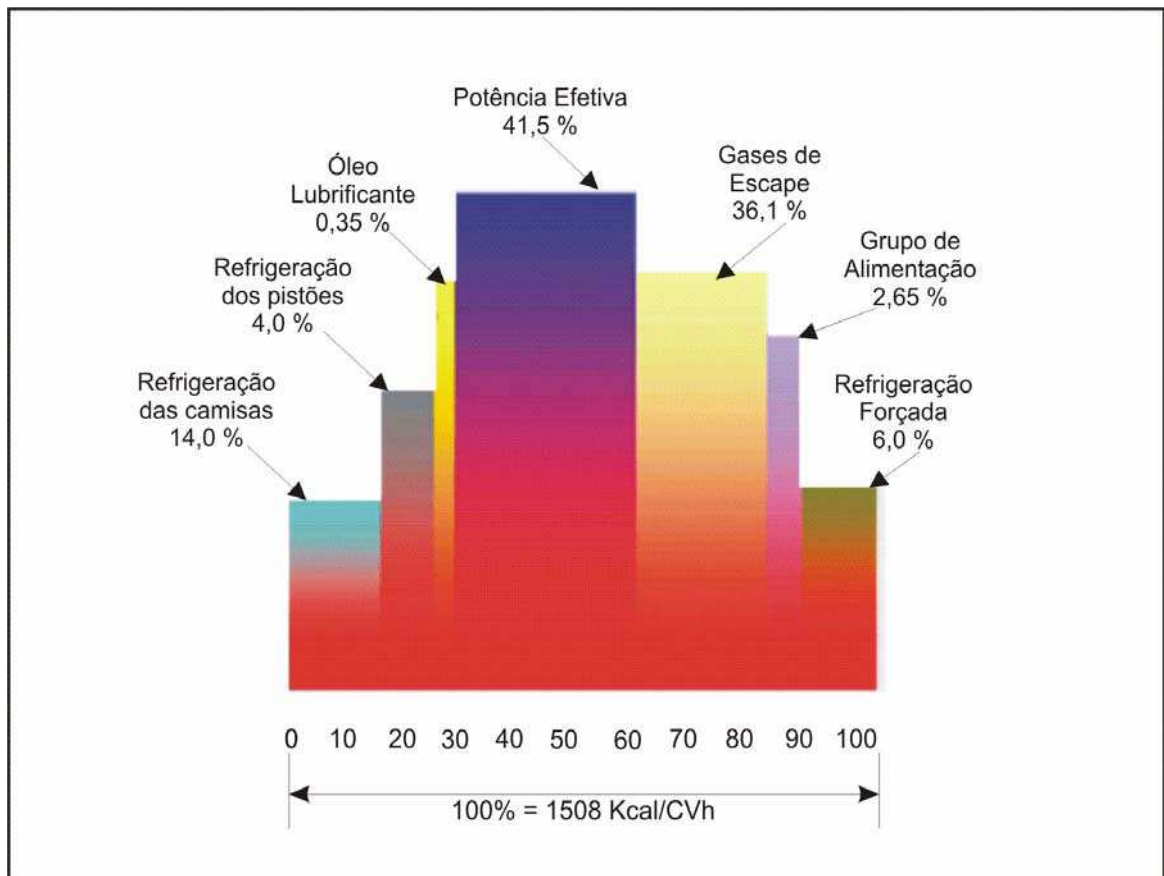


Figura 2.3 - Diagrama de fluxo térmico de um motor diesel. Fonte: Pereira (2004)

2.3.3 Gases de escape e emissões de poluentes

2.3.3.1 Tipos e concentração de poluentes

Uma das razões da utilização dos motores diesel em diversas aplicações é o seu baixo consumo específico, quando comparado aos motores de ignição por centelha. No entanto, as emissões de NO_x e partículas destes motores, tem causado sérios problemas ambientais. Isto tem levado os órgãos de fiscalização e proteção ambiental a estabelecerem limites rígidos para emissão de exaustão de motores diesel, principalmente para ônibus urbano e caminhões. Estas regulamentações geram a necessidade de estudos mais aprofundados no projeto de motores a fim de enquadrá-los as normas vigentes.

Os compostos dos gases de exaustão emitidos, tanto por motores à diesel quanto a gasolina, ou ainda com combustíveis mistos, podem ser classificados em dois tipos: os que não causam danos à saúde (CO_2 , H_2O , O_2 e N_2), e os que causam danos à saúde, sendo esses

subdivididos em compostos cuja emissão está regulamentada (CO, HC, NO_x, SO₂ e material particulado), e aqueles que ainda não estão sob regulamentação (aldeídos, amônia, benzeno, cianetos, tolueno e hidrocarbonetos aromáticos policíclicos (Neeft et al., citados por Braun et al., 2003).

Regulamentação e leis relacionadas a emissão de poluentes variam de país para país, e algumas vezes específicas para cada estado ou localidade de cada país. As Tabelas 2.8 e 2.9 sumarizam a evolução dos níveis máximos de emissões de poluentes de veículos equipados com motores diesel, determinada pela legislação em vigor nos Estados Unidos e na comunidade Européia desde 1996 (Braun et al., 2003). Na Figura 2.4 pode-se verificar os limites de NO_x e particulado, oriundos de máquina diesel para as diversas edições da EURO (Payri e Guardiola, 2005).

No Brasil, existe a tendência de se seguir os limites da legislação imposta nos EUA e em países da Europa. O CONAMA (Conselho Nacional de Meio Ambiente) tem a responsabilidade de estabelecer padrões e métodos de controle ambiental em todo o território nacional, o qual estabelece a resolução 18/86, que deu origem ao PROCONVE (Programa de Controle da Poluição do Ar por Veículos Automotores) em nível nacional.

Tabela 2.8 Limites padrões de emissão, expressos em g/bHP^h*, para máquinas de elevada potência nos Estados Unidos e na Califórnia

Limites padrões	Caminhões		Ônibus	
	NO _x	MP	NO _x	MP
1984-87(Federal)	10,7	-	10,7	-
1988-89(Federal)	10,7	0,6	10,7	0,6
1994(Federal)	5,0	0,1	5,0	0,07
1994(Califórnia)	5,0	0,1	5,0	0,05
1998(Federal)	4,0	0,1	4,0	0,05
Proposta para 2004***	2,0	0,1	**	**

Fonte: Braun et al. (2003).

* - Relação entre a massa de poluente gerada (g) pela potência média do motor em bHP, em uma hora de teste.

** - Corresponde ao limite de detecção dos instrumentos de medição.

*** - Ainda vigente nos Estados Unidos

Tabela 2.9 Emissões padrões de máquinas diesel para a Comunidade Européia

Data de implantação e tipo de ciclo teste	Veículos de carga leve / gkm ⁻¹			Veículos de carga / gkWh ⁻¹	
	MP	CO	HC + NO _x	MP	NO _x
1996 (EURO II)	0,10(DI) ^a 0,08(ID) ^b	- 1,0	0,9(DI) ^a 0,7(ID) ^b	- 0,15	- 7,0
1999 (EURO III)	0,04	0,5	0,5 (0,1+0,4)	0,1	5
2003 (EUROIV)	0,025	*	(0,05+0,14)	0,10	3,0

* Valor ainda não especificado; ^a DI injeção direta; ^b ID Injeção indireta.

Fonte: Braun et al. (2003).

Destaque-se que hoje já existe a Euro V e VI, onde os limites de emissões estão mais rigorosos (ver figura 2.4).

Os motores diesel estacionários realizam o processo de combustão a altas temperaturas e, durante este processo, oxida uma parcela dos componentes que são admitidos no interior do cilindro (oxigênio); os demais gases a exemplo do nitrogênio, ao se combinarem com o oxigênio, podem produzir compostos indesejáveis, os quais são lançados na atmosfera, misturando-se ao ar. Alguns desses compostos são prejudiciais e atualmente é objeto de preocupação mundial. As organizações internacionais, como a EPA, nos Estados Unidos, o CONAMA, do Brasil e outras entidades, vêm estabelecendo padrões para controle dos níveis de emissões desses poluentes.

As Tabelas 2.10 e 2.11 apresentam os padrões nacionais de qualidade do ar de acordo com a resolução nº 03 de 28/06/90 do CONAMA, que ainda se encontram em vigor no Brasil.

Tabela 2.10 Padrão Nacional da qualidade do ar

Poluente	Tempo de amostragem	Padrão primário		Padrão secundário	
		μ / m ³	ppb	μ / m ³	ppb
PTS	24 horas (1)	240		150	
	MGA (2)	80		60	
	24 horas (1)	150		150	
	MAA (3)	50		50	
CO	1 hora (1)	40000		40000	35000
	8 horas	10000	35000	10000	10000
O ₃	1 hora (1)	160	81,6	160	81,6
SO ₂	24 horas (1)	365	139	100	38,2
	MAA (3)	80	30,5	40	15,3
NO ₂	1 hora (1)	320	170	190	101
	MAA (3)	100	53,2	100	53,2

(1) Não deve ser excedido mais que uma vez ao ano. (2) Média geométrica anual (3) Média aritmética anual. Fonte: IEMA (2002).

Os motores diesel produzidos atualmente necessitam atender a limites estabelecidos em normas internacionais, sendo esses periodicamente reduzidos a fim de obrigar os fabricantes a desenvolverem motores capazes de produzirem potência com o máximo aproveitamento do combustível e o mínimo de emissões.

Tabela 2.11 Faixa de concentração de poluentes para cálculo do IQA.

Classificação e faixas do IQA	PTS média (24 h) $\mu\text{g}/\text{m}^3$	PM₁₀ média (24 h) $\mu\text{g}/\text{m}^3$	SO₂ média (24 h) $\mu\text{g}/\text{m}^3$	NO₂ média (24 h) $\mu\text{g}/\text{m}^3$	O₃ média (24 h) $\mu\text{g}/\text{m}^3$	CO média (24 h) $\mu\text{g}/\text{m}^3$
Bom (0-50)	0-80	0-50	0-80	0-100	0-80	0-4500
Regular (51-100)	81-240	51-150	81-365	101-320	81-160	4501-10000
Inadequada (101-199)	241-375	151-250	366-800	321-1130	161-200	10001-15000
Má (200-299)	376-625	251-420	801-1600	1131-2260	201-800	15001-30000
Péssima (300-399)	626-875	421-500	1601-2100	2261-3000	801-1000	30001-40000
Crítica (acima de 400)	876-1000	501-600	2101-2620	3001-3750	1001-1200	40001-50000

Os índices até a classificação regular, atende o padrão de qualidade do ar estabelecido pela resolução CONAMA nº 03 de 1990. Fonte: IEMA (2002)

A seguir é apresentada a Tabela 2.12 de emissões de um motor Diesel novo, em boas condições de operação e aprovado em testes de emissões.

Tabela 2.12 – Padrões para motores diesel novos

HC	Hidrocarbonetos não queimados	1,78 g/kWh
NO _x	Óxidos de nitrogênio	8,56 g/kWh
CO	Monóxido de carbono	0,298 g/kWh
PM	Material particulado	372 g/kWh
SO ₂	Dióxido de enxofre	462 g/kWh
CO ₂	Dióxido de carbono	379,95 g/kWh
N ₂	Nitrogênio	2533 g/kWh

Fonte: Serviço Brasileiro de Respostas Técnicas (2007).

A Tabela 2.13 apresenta a evolução do controle dos poluentes para a frota, conforme portaria do IBAMA.

Tabela 2.13 Índices de emissão para a frota nacional.

Ano	Índices (g/kWh)		
	CO	HC	NO _x
1993 e anteriores	61,4	15,4	78,9
1994	60,5	14,9	77,6
1995	60,1	14,0	76,8
1996	57,9	13,6	75,0
1997	55,7	13,6	72,8

Fonte: Economia e energia (2001).

A Tabela 2.14 apresenta dados da Resolução número 315 de 29 de outubro de 2002 do Programa de Controle de Emissões Veiculares (PROCONVE), que estabelece limites para os poluentes CO, NMHC, CH₄, NO_x e MP, todos expressos em g/kWh, para ensaios ETC.

Tabela 2.14 Valores limites de emissões, segundo ensaios ETC

Data de atendimento	Monóxido de carbono CO (g/kWh)	Hidrocarbonetos não metano NMHC (g/kWh)	Metano CH ₄ ⁽¹⁾ (g/kWh)	Óxidos de nitrogênio NO _x (g/kWh)	Material particulado MP ⁽²⁾ (g/kWh)
A partir de 01/01/06	5,45	0,78	1,6	5,0	0,16 ou 0,21 ⁽³⁾
A partir de 01/01/09	4,0	0,55	1,1	3,5	0,03

- (1) Apenas para motores a gás natural;
- (2) Não é aplicável a motores alimentados a gás natural;
- (3) Para motores de cilindrada unitária inferior a 0,75 dm³ e rotação a potência nominal superior a 3000 rpm.

A Figura 2.4 apresenta a evolução dos regulamentos Europeus para o controle da emissão de poluentes naqueles países.

Há várias estratégias que podem ser exploradas para reduzir a emissão de poluentes e que incluem combustíveis alternativos. Neste sentido, gás natural é um combustível alternativo atrativo.

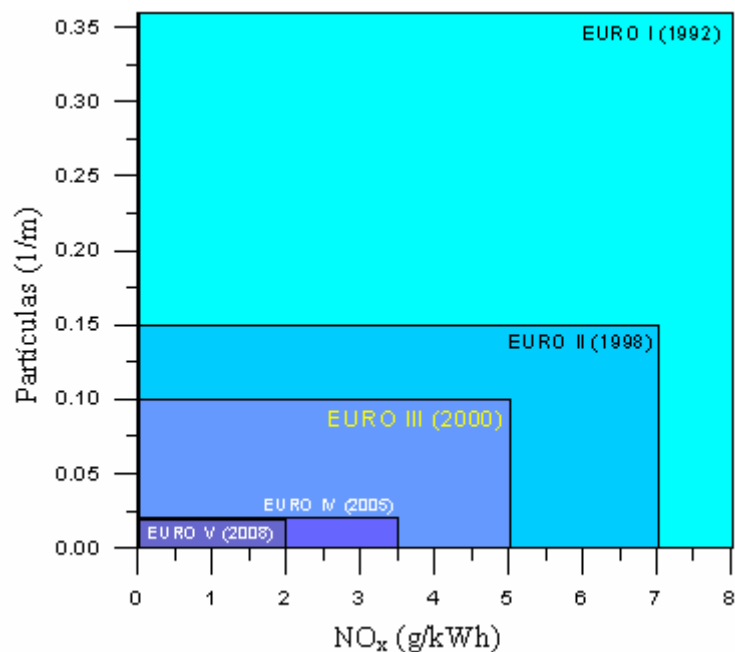


Figura 2.4 - Evolução de regulamentos Europeu. Fonte: Payry e Guardiola (2005)

O uso de combustíveis alternativos, em particular o gás natural, tem sido identificado como uma potencial escolha para projeto de motores. Numerosos trabalhos têm sido publicados nos últimos 15 anos, onde complexos mecanismos de combustão, que não são bem conhecidos, oriundos da aplicação de gás natural em motores diesel, são analisados.

O uso de combustíveis gasosos alternativos em motores diesel está aumentando em todo o mundo e deve-se à natureza limpa da sua combustão, comparada aos combustíveis líquidos convencionais, assim como pelo seu aumento de disponibilidade e preços atrativos. O gás natural tem alto número de octanas e, portanto é excelente para motores com alta taxa de compressão. Além disso, ele se mistura uniformemente com o ar, resultando numa combustão eficiente e numa redução substancial dos elementos poluentes (gases de exaustão).

Motores Diesel e de ignição por centelha, são as maiores fontes urbanas de poluição do ar atmosférico. Os gases de exaustão dos motores de ignição por compressão, contem óxidos de nitrogênio (NO), e pequenas quantidades de dióxido de nitrogênio (NO₂), monóxido de carbono (CO) e componentes orgânicos não queimados ou parcialmente queimados (HC). Estas quantidades são relativas e dependem do tipo de motor e condições de operação e são da ordem de: NO_x de 500 a 1000 ppm ou 20 g/kg de combustível; CO, de um a dois por cento ou

200 g/kg de combustível e HC, 3000 ppm (como C₁) ou 25 g/kg de combustível (Heywood, 1988).

Além dos gases de efeito estufa (CO₂), o motor diesel emite material particulado que consiste em partículas de carbono e hidrocarbonetos adsorvidos pelo carbono. A massa de particulados emitida no motor típico é muito pequena quando comparada a massa de CO₂. Assim, como a legislação não exige a análise do material particulado e como a proporção é pequena, considera-se esse material como incorporado ao CO₂ para os fins de balanço.

Os óxidos de nitrogênio (NO_x) são formados durante o processo de combustão, devido as reações do oxigênio atômico com o nitrogênio. As reações de formação do NO_x são muito dependentes da temperatura e da carga aplicada ao motor. As emissões são relativamente baixas durante a partida do motor. Em motores de ignição por centelha (Otto), a componente dominante do NO_x é o óxido nítrico NO. As concentrações de dióxido de nitrogênio NO₂ são da ordem de 1% a 2% (Ferguson, 2001).

Outros fatores que afetam a formação do monóxido de nitrogênio (Ferguson, 2001):

- a) a dependência da velocidade do motor não deve ser considerada isoladamente, visto que outros fatores devem ser considerados tais como: a variação da duração da combustão e a perda de calor com a velocidade do motor;
- b) o decréscimo da temperatura do sistema de refrigeração, ou a presença de depósitos, reduzem o calor perdido e o crescimento do óxido de nitrogênio;
- c) a diluição da carga fresca pela mistura de gás residual com o uso da recirculação dos gases de exaustão, reduz a emissão do óxido de nitrogênio;
- d) o tempo de injeção.

Os principais mecanismos de formação do NO a partir do nitrogênio atmosférico e com as condições de temperatura apresentadas são (Heywood, 1988; Carvalho Jr. Lacava, 2003):



Durante o último quarto do século passado, extensos experimentos e detalhamento da cinética química têm sido analisados com o objetivo de esclarecer o mecanismo de formação dos óxidos de nitrogênio. Como resultado, a temperatura do ar de combustão é reconhecida como o fator de maior influência na formação dos óxidos de nitrogênio. Outro fator que deve receber atenção especial é a uniformização da mistura ar combustível (Tsuji et al., 2003).

A Figura 2.5 apresentada a seguir, mostra o comportamento da emissão do NO_x em função da temperatura de pré-aquecimento do ar de admissão.

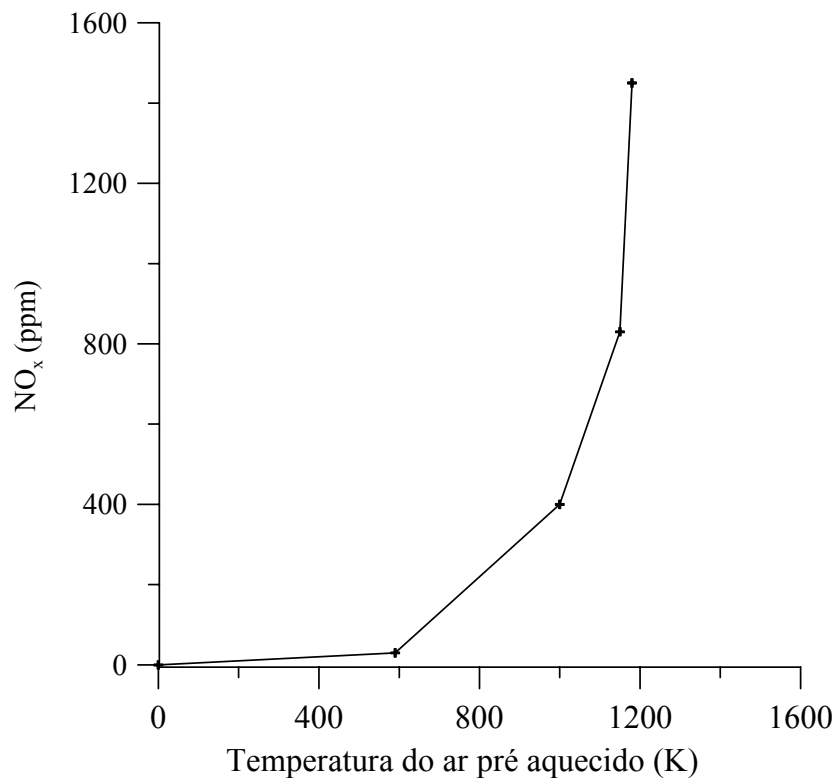


Figura 2.5 - Emissão do NO_x em função da temperatura do ar pré-aquecido. Fonte: Adaptado de Tsuji et al (2003).

O início da combustão é importante para a formação do NO_x , visto que quase todo o NO_x é formado nos primeiros 20° de ângulo de manivela depois do início da combustão. Técnicas para controlar NO_x então sendo estudadas nesta fase da combustão. Porém, a maioria destas técnicas reduz as temperaturas de combustão, e assim penalizam as emissões de hidrocarboneto, material particulado, e elevam o consumo de combustível. É comum referências feitas com relação a inter-relação entre emissões de NO_x e particulados e consumo de combustível para máquinas diesel (Challen e Aranescio, 1999).

O monóxido de carbono aparece nos gases de exaustão de motores que rodam com misturas ricas, onde o oxigênio não é suficiente para converter todo o carbono em CO₂. A emissão do CO pelos motores de combustão interna é controlada pela razão de equivalência da mistura ar/combustível. Esta emissão por motores do ciclo Otto deve ser muito bem considerada; no entanto, para motores do ciclo Diesel, a emissão desse gás é relativamente baixa e não denotam uma importância muito grande (Heywood, 1988).

Os hidrocarbonetos emitidos pelo escapamento de motores é resultado da presença de combustível não queimado. Do total de hidrocarbonetos emitidos, quase 50% é proveniente de combustão incompleta. Duas classificações são amplamente utilizadas com relação aos hidrocarbonetos: hidrocarboneto total (THC) e não-metano hidrocarboneto (NMHC). Cerca de 9% do combustível suprido ao motor não é queimado durante o processo de combustão normal e fase de expansão do motor (Ferguson, 2001).

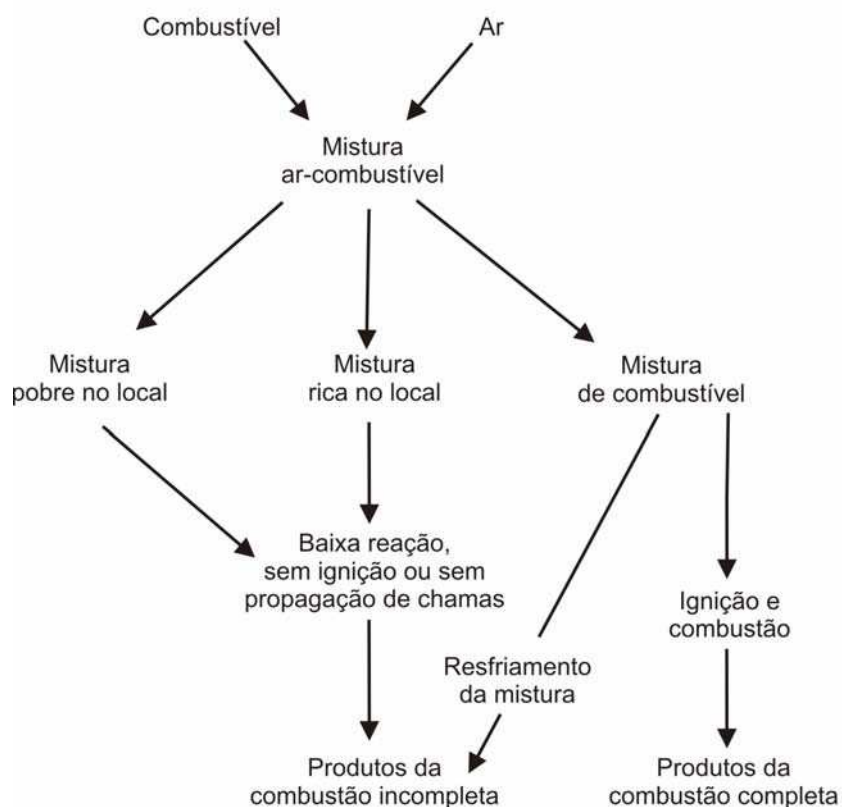


Figura 2.6 - Representação esquemática do mecanismo de formação de hidrocarbonetos durante o processo de injeção. Fonte: Heywood (1988).

A composição dos combustíveis pode influenciar significativamente a composição e magnitude da emissão de substâncias orgânicas. Combustível contendo altas proporções de aromáticos e olefinas produzem altas concentrações de hidrocarbonetos reativos. Muitos dos compostos orgânicos encontrados nos gases de exaustão e não presentes no combustível, indicam que ocorreu pirólise e síntese durante o processo de combustão (Heywood, 1988). A Figura 2.6 a seguir, mostra o processo de formação de hidrocarbonetos.

De acordo Shenghua et al, (2006), gás natural comprimido (GNC) utilizado em motores diesel dual é considerado como uma forma eficiente de controlar a emissões de particulado (PM) e óxidos de nitrogênio (NO_x) do motor diesel.

2.3.3.2 Técnicas de redução de emissão de poluentes

Motores diesel têm a desvantagem de produzir fuligem, partículas e óxidos de nitrogênio, que são atualmente severamente regulamentados por leis. Por isto, sistemas catalíticos, projeto e modificação nos motores e novos combustíveis estão sendo extensivamente investigados para remover particulados, mas há ainda problemas na operação destes. A introdução de compostos oxigenados tal como o álcool no diesel ainda hoje é a melhor forma de ter resultados em matéria de poluição. A seguir citam-se algumas técnicas em uso/estudo para redução da emissão de poluentes. Outras técnicas podem ser encontradas em Selim (2006), Sethi e Salariya (2004) e Braun et al. (2003).

a) A recirculação dos gases de exaustão

A recirculação dos gases de escapamento (do inglês *exhaust gas recirculation*, EGR) serve para reduzir as emissões de óxidos de nitrogênio (NO_x), controlando o fluxo e o momento em que estes gases devem ser admitidos na câmara de combustão. A percentagem de recirculação dos gases de exaustão é definida como uma percentagem do total de mistura que é reciclada.

$$\text{EGR}(\%) = \left(\frac{m_{\text{EGR}}}{m_i} \right) \times 100 \quad (2.9)$$

onde $m_i = m_{\text{ar}} + m_{\text{comb}} + m_{\text{EGR}}$ sendo m_{EGR} que deve estar abaixo de 30% da massa de gases de recirculação.

Outra forma usada para definir a percentagem de EGR baseada na razão de EGR para a mistura combustível/ar, é apresentada a seguir:

$$\text{EGR}(\%) = \left(\frac{m_{\text{EGR}}}{m_{\text{ar}} + m_{\text{comb}}} \right) \times 100 \quad (2.10)$$

Basicamente, os três mais importantes poluentes produzidos por um motor de combustão interna são, em ordem de importância, o monóxido de carbono (CO), os hidrocarbonetos (HC) e os óxidos de nitrogênio (NO_x).

Falando especificamente sobre os óxidos de nitrogênio, eles são formados quando a temperatura da câmara de combustão atinge níveis mais elevados, seja pelo empobrecimento gradual da mistura devido ao aquecimento do motor, seja por condições de trabalho mais críticas e, neste caso, devem ser controlados para se manterem dentro dos limites de emissões definidos pela legislação (Abd Alla, 2001).

A fim de reduzir a formação destes óxidos, os gases de escapamento são desviados até o sistema de admissão, através de uma tubulação existente no coletor de escapamento do veículo, para que possam ser aspirados e ocupar um espaço dentro da câmara de combustão usualmente destinado à mistura ar/combustível. É óbvio que a admissão destes gases na câmara, ocupando o lugar destinado a mistura ar/combustível, reduzirá a potência disponível gerada pelo motor e, portanto, este processo deve ser controlado criteriosamente, com a finalidade de não prejudicar o desempenho do veículo em determinados regimes de funcionamento.

O desenvolvimento de uma geração nova de válvulas de recirculação de gás (EGR) e melhoria dos controles eletrônicos permite as válvulas EGR um tempo de resposta mais curto em condições de variações rápidas do regime de carga do motor. Estas válvulas têm uma indicação ideal para as situações de cargas parciais, onde o nível de oxigênio nos gases de escapamento é mais elevado. As válvulas EGR apresentam boa aplicabilidade nos motores diesel, visto que o trabalho de bombeamento pode ser minimizado e o nível de emissão de NO_x pode ser consideravelmente reduzido. Como desvantagem, apresenta uma redução da eficiência de combustão (Abd Alla, 2001).

b) Uso de combustíveis alternativos

De particular interesse para o Brasil é a adição de álcool que poderia atuar como "pulmão" para o sistema de suprimento de combustível automotivo. O Ministério de Ciência e Tecnologia coordenou o Programa Álcool-diesel que considerou duas modalidades de adição, álcool hidratado em emulsão (emulsificante importado) e álcool anidro em solução, com melhores resultados para a solução com co-solvente derivado do óleo de soja, produzido no Brasil. A versão emulsificada foi abandonada principalmente pela ocorrência de carbonização na bomba injetora. Ensaio realizados no Instituto de Pesquisas Tecnológicas (IPT) mostraram, para a mistura com 10% de álcool anidro, uma redução significativa de cerca de 20% no nível de fumaça (índice Bosch), de 12% em CO e 6 a 7 % em HC (Economia e Energia, 2001).

Aparentemente, o fator custo direto é que dita o modo de uso dos combustíveis automotivos no Brasil. Tentativas de modificar o *status quo*, priorizando o aspecto ambiental, têm esbarrado em interesses corporativos por reduzirem o faturamento de grupos predominantes. Pode-se mostrar que a preferência por motores à álcool nos automóveis liberaria gasolina suficiente para preparar mistura gasolina-diesel à 10% do primeiro, sem o uso de aditivos, aceitável para uso rodoviário, reservando para uso urbano o diesel de melhor qualidade. Esta mistura acarretaria ganho de 3% na eficiência termo-mecânica de toda a frota rodoviária e redução de 12% na emissão de CO. A contrapartida seria o aumento de 6% em HC e de 7 % em NO_x, considerado o ganho na eficiência. A viabilização desta mudança exigiria a revisão do preço do óleo diesel, subsidiado no Brasil a título de importância social (Economia e Energia, 2001).

c) Motores de combustão interna com carga homogênea

Nos motores de combustão interna com carga homogênea (HCCI - *Homogeneous Charge Compression Ignition*), uma mistura homogênea do ar e combustível é comprimida e inflamada pelo calor da compressão. A combustão pode ser considerada como uma fórmula híbrida entre os processos da combustão do motor diesel e do motor do ciclo Otto, visto que neste caso tem-se uma combinação entre os dois motores, uma mistura homogênea como no motor do ciclo Otto com a ignição por compressão do motor do ciclo Diesel. Entretanto, o processo da combustão é diferente (Helmantel et al., 2005).

Quando a temperatura e a pressão da mistura são bastante altas, a carga homogênea comprimida inflama-se simultaneamente em pontos múltiplos na câmara de combustão. Assim não se tem a combustão como no motor diesel, onde o combustível se inflama na massa de ar quente de forma progressiva, nem no caso do motor do ciclo Otto, onde uma frente de chama avança através de uma carga pré-misturada (Helmantel et al., 2005). Além disso, a mistura do ar-combustível é diluída frequentemente com os produtos da combustão através do sistema EGR, a fim limitar a taxa da combustão ou o atraso da ignição (Heywood, 1988; Walter e Gatellier, 2002).

O processo da combustão de motores de combustão interna com carga homogênea é conhecido há muito tempo, mas à exceção de algumas aplicações ímpares, não foi usado em motores da linha de produção. No campo da pesquisa, entretanto, recebeu atenção especial na última década, principalmente por causa da possibilidade da redução das emissões de NO_x . Numerosas experiências mostraram que as emissões de NO_x e de fuligem certamente serão reduzidas drasticamente, se aproximando de zero em alguns casos (Takeda et al., 1996; Akagawa et al., 1999; Walter e Gatellier, 2002).

Um sistema da combustão que elimine a formação de NO_x é particularmente atrativo para os fabricantes de motores, porque as emissões de NO_x são difíceis de serem reduzidas com sistemas do tratamento posterior dos gases de exaustão.

As desvantagens da utilização dos motores de combustão interna de carga homogênea são as dificuldades envolvidas em controlar o processo da combustão, desde que o sincronismo do início da combustão é determinado pelas condições ambientais no cilindro e não pode ser controlado tão precisamente quanto com uma ignição por centelha ou um sistema de injeção diesel, especialmente sob condições transientes.

O fato do motor de combustão interna de carga homogênea ser baseado no ciclo Otto ou no ciclo Diesel, não afeta realmente o processo. A principal diferença encontra-se nos combustíveis que são usados. Para combustíveis de elevado número de octanagem, o calor liberado na compressão para toda uma faixa realista da relação de compressão é geralmente insuficiente, e haverá necessidade de um aumento da temperatura para ocorrer a auto-ignição. Isto pode ser feito aquecendo o ar na entrada do sistema ou por re-introdução dos gases de escapamento (EGR). Quando o combustível diesel é usado, as dificuldades são exatamente

opostas, porque a temperatura durante a compressão deve ser reduzida consideravelmente para impedir a ignição adiantada (Helmantel et al., 2005).

2.4 Considerações energéticas e exergéticas de processo

2.4.1 Análise energética de processos

As 1^a e 2^a leis da Termodinâmica foram descobertas há mais de um século. Curiosamente, a segunda lei foi descoberta antes de primeira. A primeira lei é baseada inteiramente nos experimentos de James Joule, que demonstrou a equivalência de converter trabalho em calor. Joule provou a conservação da energia (Szargut et al., 1988).

A segunda lei da Termodinâmica é baseada nas reflexões de Sadi Carnot e seus numerosos experimentos. Ele demonstrou que não pode existir uma quantidade equivalente de trabalho obtida de uma dada quantidade de calor. As limitações desta conversão dependem da temperatura em que o calor é avaliado ou a “qualidade” do calor (Szargut et al., 1988).

Calor e trabalho são duas formas de energia. A descoberta das 1^a e 2^a leis da Termodinâmica mudaram a forma com que cientistas e engenheiros pensavam sobre estas duas formas de energia. A natureza da energia pode não ter mudado nestes anos, mas o entendimento dela mudou para sempre. Com isto, o uso das 1^a e 2^a leis da Termodinâmica para analisar processos térmicos e químicos foi rapidamente desenvolvido.

2.4.2 Balanço da taxa de energia

O objetivo geral da conservação da energia é um uso eficiente dos recursos energéticos. A importância da conservação de energia é evidente quando se considera o custo e a disponibilidade do combustível. Além disso, outro aspecto importante é que qualquer redução na demanda de energia também tem um impacto positivo no ambiente devido à redução da poluição provocada pelas emissões de partículas e gases danosos à saúde humana. Os recursos energéticos também devem ser conservados para uso futuro. A economia dos recursos energéticos do planeta pode ser realizada através de um projeto racional do uso dos sistemas utilizados.

A conversão de energia é um dos principais objetivos na ciência da Termodinâmica. Tradicionalmente, ela inclui diversas áreas tais como: sistema de geração de potência elétrica, refrigeração e bomba de calor, turbinas e compressores, bocais e difusores, entre outros.

Alguns dos processos de conversão também podem envolver reações químicas e a combustão de hidrocarbonetos e outros combustíveis industriais.

A primeira lei da Termodinâmica é o princípio da conservação da energia. Ela indica que quando energia é convertida de uma forma em outra, nenhuma energia será criada nem destruída.

Tal qual foi apresentado para conservação da massa, para exprimir a equação do primeiro princípio para um volume de controle em termos de fluxo, novamente inclui-se os sinais de somatória nos termos de escoamento para considerar-se a possibilidade de haver correntes de fluxo adicionais entrando ou saindo do volume de controle. Portanto, o resultado da equação da conservação da energia assume a forma:

$$\dot{Q}_{vc} + \sum \dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + gZ_e \right) = \frac{dE_{v.ct}}{\delta t} + \sum \dot{m}_s \left(h_s + \frac{v_s^2}{2} + gZ_s \right) + \dot{W}_{vc} \quad (2.11)$$

Esta é a expressão geral da primeira lei da Termodinâmica. Em palavras, essa equação diz que a taxa de transferência de calor para o volume de controle, mais a taxa de energia que entra no mesmo como resultado da transferência de massa é igual a taxa de variação da energia dentro do volume de controle mais a taxa de energia que sai deste, como resultado da transferência de massa, e mais a potência associada a eixo, cisalhamento, efeitos elétricos e outros fatores que já foram mencionados.

A Equação (2.11) pode ser integrada ao longo do tempo total de um processo para se obter as variações totais de energia que ocorrem naquele período. Entretanto, para se fazer isso, é necessário o conhecimento da dependência com o tempo dos vários fluxos de massa e dos estados das massas que entram e saem do volume de controle.

2.4.3 Eficiência baseada na primeira lei da Termodinâmica.

Pode-se definir eficiência como sendo a razão entre a saída (energia vendida) e a entrada (energia que custa). Em geral pode-se dizer que a eficiência de uma máquina que ocorre num processo, envolve uma comparação entre desempenho da máquina sob dadas condições e o desempenho que ela teria em um processo ideal (reversível).

Em um motor de combustão interna, o objetivo é realizar trabalho. Então pode-se avaliar o desempenho de um motor de combustão interna comparando-se o trabalho real

executado com o máximo trabalho real que seria realizado em uma mudança de estado reversível, dos reagentes aos produtos. Entretanto, na prática, a eficiência de um motor de combustão interna é definida como a relação entre o trabalho real e o valor da entalpia de combustão do combustível com sinal negativo (poder calorífico à pressão constante):

$$\eta_J = \frac{W_a}{-h_{RP}} = \frac{W}{\text{PCI ou PCS}} = \frac{W}{h_p - h_R} \quad (2.12)$$

onde PCI é o poder calorífico inferior (PCS - poder calorífico superior) do combustível na entrada, já que a H₂O apresenta-se nos produtos de combustão como vapor (líquido). h_p e h_R são as entalpias dos produtos e dos reagentes quando ocorre a combustão completa a uma dada temperatura e pressão. Algumas vezes o termo calor de reação é usado para designar a quantidade h_p-h_R.

Motores diesel tem eficiência relativamente alta. O calor rejeitado do motor diesel é principalmente na forma de gases de exaustão e energia térmica transportada na água de refrigeração. Em carga máxima, o motor diesel típico apresenta um balanço de energia dado a seguir (Li, 1996):

Trabalho de eixo	39,20 %
Calor nos gases de exaustão	33,20%
Calor na água de refrigeração	13,84%
Calor no óleo lubrificante	4,61 %
Radiação e outras perdas	9,15%

De acordo com Li (1996), apenas 20 % da energia perdida nos gases de exaustão é economicamente viável

2.5 Análise exérgica de processos

2.5.1 Balanço de fluxo de entropia

A primeira lei da Termodinâmica ou princípio da conservação da energia declara que a energia é uma propriedade conservada e que nenhum processo conhecido na natureza ocorre violando a mesma. Entretanto, a primeira lei não impõe nenhuma restrição quanto à direção em que um processo pode ocorrer. Esta incapacidade da primeira lei de identificar se um

processo pode ocorrer é suprida pela introdução de outro princípio geral: a segunda lei da Termodinâmica. Um processo não ocorrerá a menos que ele satisfaça simultaneamente a primeira e segunda leis da Termodinâmica. A impossibilidade da ocorrência de um determinado processo pode ser facilmente detectada com a ajuda de uma propriedade chamada entropia, S , cuja variação, dS , pode ser calculada para processos internamente reversíveis, pela relação (Çengel e Boles, 2001).

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{\text{int rev}} \quad (2.13)$$

onde, δQ é o calor transferido e T é temperatura local.

O uso da segunda lei da Termodinâmica não é limitado apenas a identificação da direção de um processo. A segunda lei assegura que a energia tem qualidade tanto quanto quantidade. A primeira lei esta relacionada com a quantidade de energia e as transformações da energia de uma forma para outra sem observar a sua qualidade. Preservar a qualidade da energia é de grande importância para os engenheiros, e a segunda lei proporciona os meios necessários para determinar tanto a qualidade quanto o grau de degradação da energia durante um processo.

A segunda lei da Termodinâmica é utilizada também para determinar os limites teóricos para a performance de sistemas normalmente utilizados na engenharia, tais como máquinas térmicas e refrigeradores, bem como na predição do grau de totalização (perfeição) de uma reação química. Comparando-se a performance real com a melhor performance teórica, pode-se muitas vezes encontrar formas de melhorar o desempenho dos dispositivos termodinâmicos.

A melhor performance é obtida em termos de processos idealizados (sem irreversibilidade). Um processo reversível é definido como um processo que pode ser invertido sem deixar qualquer vestígio no meio. Isto é, ambos: o sistema e a vizinhança, retornam aos seus estados originais no final do processo reversível. Isto é possível somente se o calor e o trabalho líquido trocado entre o sistema e o meio for nulo para o processo combinado (original e o invertido). Os fatores que tornam um processo irreversível são chamados de irreversibilidades. Elas incluem atrito, expansão não resistida, mistura de dois gases, transferência de calor através de uma diferença de temperatura finita, resistência elétrica, deformação inelástica de sólidos, reações químicas e magnetização ou polarização

com histerese. A presença de qualquer um destes efeitos torna um processo irreversível.

Todos os processos reais são irreversíveis. Estas irreversibilidades podem ser encontradas dentro do sistema assim como dentro de sua vizinhança. Para muitas análises é conveniente dividir as irreversibilidades presentes em duas classes: irreversibilidades internas (que ocorrem dentro dos sistemas) e irreversibilidades externas (que ocorrem dentro da vizinhança). A distinção depende somente da localização da fronteira do sistema.

Engenheiros devem ser hábeis para reconhecer irreversibilidades, avaliar sua influência, e desenvolver meios práticos para reduzi-las, aumentando desta forma a eficiência do processo.

Novamente para exprimir a equação da entropia em termos de fluxo, para um volume de controle, incluem-se os sinais de somatória nos termos da vazão, para considerar a possibilidade de se ter fluxos de fluidos adicionais que entram ou saem do volume de controle. A expressão resultante é:

$$\frac{dS_{vc}}{dt} + \sum \dot{m}_s s_s - \sum \dot{m}_e s_e = \sum \left(\frac{\dot{Q}}{T}\right)_{vc} + \sum \left(\frac{\delta \dot{W}_p}{T}\right)_{vc} \quad (2.14)$$

Esta é a expressão geral da equação de entropia do segundo princípio da Termodinâmica. Em palavras, essa expressão estabelece que a velocidade de variação da entropia no interior do volume de controle, somada ao fluxo líquido por unidade de tempo de entropia que sai do volume de controle é igual a soma de dois termos, o termo relativo ao calor trocado total na superfície e o termo positivo relativo à produção interna de irreversibilidade.

A Equação (2.32) pode ser escrita de outra maneira, como segue:

$$\frac{dS_{vc}}{dt} = \sum \left(\frac{\dot{Q}_k}{T_k}\right)_{vc} + \sum \dot{m}_e s_e - \sum \dot{m}_s s_s + \dot{S}_g \quad (2.15)$$

onde $\dot{S}_g = \sum \left(\frac{\delta \dot{W}_p}{T}\right)_{vc}$ é o termo de geração de entropia dentro da fronteira do sistema e não a geração de entropia que pode ocorrer fora da fronteira do sistema durante o processo como resultado das irreversibilidades externas. Ela é sempre positiva em todos os processos.

A equação (2.15) também pode ser escrita como:

$$\underbrace{\dot{S}_{entra} - \dot{S}_{sai}}_{\substack{\text{taxa de transferência líquida} \\ \text{de entropia por calor} \\ \text{e massa}}} + \underbrace{\dot{S}_g}_{\text{taxa de geração de entropia}} = \underbrace{\Delta \dot{S}_{vc}}_{\text{taxa de mudança de entropia}} \quad (2.16)$$

Assim sendo, a variação da entropia dentro do volume de controle deve ser igual ao fluxo líquido de entropia de entrada e saída do volume de controle mais a variação da entropia induzida por transferência de calor e a irreversibilidade interna.

A transferência de calor entre o volume de controle e a vizinhança também resulta em uma variação da entropia. A mudança da entropia pode ser positiva ou negativa, dependendo da direção do fluxo de calor. Desde que a superfície do volume de controle pode não ter temperatura uniforme e constante, o termo $\sum \dot{Q}_k / T_k$ representa a taxa de transferência de entropia em vários locais na superfície de controle.

2.5.2 Exergia: uma medida do potencial de trabalho

A consciência crescente de que as fontes de energia do mundo são limitadas tem levado alguns governantes a reexaminarem suas políticas energéticas e adotarem medidas drásticas para eliminar as perdas. Isto tem também despertado o interesse da comunidade científica em acompanhar mais de perto os dispositivos de conversão de energia e a desenvolver novas técnicas para melhor utilizar as fontes limitadas existentes. A exergia é utilizada como um indicador de referência ecológica. Provavelmente o ser humano não morrerá de poluição direta mas de novas doenças relacionadas a microorganismos novos que são melhores providos no ambiente crescentemente poluído.

A primeira lei da Termodinâmica lida com a quantidade de energia e assegura que a energia não pode ser criada ou destruída. A segunda lei da Termodinâmica, contudo, trata da qualidade das diferentes formas de energia e estuda as causas que determinaram a sua degradação. Kotas (1985) define a qualidade da energia como a sua capacidade de provocar mudanças. Mais especificamente, ela esta interessada na degradação de energia durante um processo, a geração de entropia, e as perdas de oportunidades para realizar trabalho. Ela tem mostrado ser uma ferramenta muito potente na otimização de sistemas termodinâmicos complexos.

A exergia pode ser definida como sendo o máximo trabalho que pode ser obtido a partir de uma forma de energia, para isto, usam-se os parâmetros ambientais como o estado de referência (estado morto). Desta forma, a exergia pode ser estabelecida como o padrão mais adequado para avaliação da variação da qualidade da energia na análise de sistemas térmicos (Kotas, 1985).

De acordo com Ahrendts (1980), a parte de qualquer forma de energia que pode ser convertida em trabalho de eixo é denominada energia disponível. A exergia significa esta energia disponível enquanto que se dá o nome de anergia para a parte complementar da energia que não pode ser convertida em exergia. As leis da Termodinâmica são então reduzidas a uma descrição simples: a soma de exergia e energia permanecem constantes em todo processo. Processos naturais convertem exergia em anergia, e é somente para processos reversíveis que exergia é uma propriedade conservada.

Szargut (1980) define a exergia como sendo a quantidade de trabalho obtida quando alguma matéria é levada para um estado de equilíbrio termodinâmico com os componentes comuns do ambiente natural por meio de processo reversível, envolvendo interação somente com os componentes naturais deste meio ambiente. Segundo Rant (Szargut et al., 1988), exergia é a parte da energia que pode ser completamente convertida em energia mecânica.

Quando é realizada uma análise exergetica, a confirmação de pontos onde num processo poderão ocorrer perdas será identificada com certa facilidade, visto que são nestes pontos onde ocorre a maior destruição da exergia. Esta destruição de exergia é função das irreversibilidades do processo ou da degradação da qualidade dos recursos energéticos (Kotas, 1985).

De acordo com Campo (1999) a análise exergetica permite a avaliação da conversão de energia, uma vez que proporciona uma ferramenta para uma clara discussão entre perdas de exergia para o meio ambiente e irreversibilidades internas e externas do processo.

De acordo com Gaggioli e Wepfer (1980), a análise da segunda lei é baseada no conceito chamado de exergia, energia disponível, disponibilidade ou exergia útil, que é sinônimo daquilo que os leigos chamam de energia. É a exergia, não a energia, que é a fonte de valor, e é por esta mercadoria, que alimenta processos, que os leigos estão dispostos a pagar.

Uma terminologia para aplicação do método exergético está disponibilizada no trabalho de Rivero e Polido (1990), onde delineiam a fundamentação teórica dos conceitos da exergia propostos por Gibbs, e também os diversos nomes empregados ao longo do tempo, a fim de definir de forma clara e concisa esta nova idéia.

Quando uma nova fonte de energia é descoberta, a primeira coisa que se precisa conhecer é o seu potencial de trabalho, isto é, a quantidade de energia que pode ser extraída como trabalho útil. O resto da energia será eventualmente jogado fora como energia perdida e não é a merecedora de nossa consideração. Assim, é desejável ter uma propriedade que permita determinar o potencial de trabalho útil de uma dada quantidade de energia num dado estado especificado. Esta propriedade é a exergia, X , como mencionada, que é também chamada de disponibilidade ou energia disponível.

O potencial de trabalho da energia contida num sistema num estado especificado é simplesmente o máximo trabalho útil que pode ser obtido de um sistema. O trabalho realizado por um sistema durante um processo depende do estado inicial, do estado final, e do caminho do processo. Em uma análise exergética, o estado inicial é especificado, e assim não é uma variável. O trabalho de saída é maximizado quando o processo entre os dois estados especificados é executado de maneira reversível. Conseqüentemente, todas as irreversibilidades são desprezadas na determinação do potencial de trabalho. Finalmente, o sistema deve estar no estado morto no final do processo para maximizar o trabalho de saída.

Um sistema é dito estar no estado morto quando ele está em equilíbrio termodinâmico com o ambiente em que se encontra. No estado morto, um sistema está na temperatura e pressão de seu meio ambiente (em equilíbrio térmico e mecânico); ele não tem energia cinética ou potencial relativo ao ambiente (velocidade zero e elevação zero acima do nível de referência); e ele não reage com o ambiente (quimicamente inerte). Também, não há desbalanceamento magnético, efeitos elétricos e de tensão superficial entre o sistema e sua vizinhança se estes são relevantes para situação em mãos. As propriedades do sistema no estado morto são denotadas com o subscrito zero, por exemplo, P_0 , T_0 , h_0 , u_0 , e s_0 . Um sistema tem disponibilidade zero no estado morto.

Um sistema realizará o máximo trabalho possível quando ele sofrer um processo reversível de um estado inicial especificado até o estado de seu ambiente, isto é, o estado morto. Isto representa o potencial de trabalho útil do sistema no estado especificado e é chamado de exergia. É importante salientar que a exergia não representa a quantidade de

trabalho realizada por um dispositivo, mas o limite superior para a quantidade de trabalho produzida sem violar qualquer lei da Termodinâmica. Haverá sempre uma diferença, grande ou pequena, entre a exergia e o trabalho real produzido por um dispositivo. Esta diferença representa o espaço que os engenheiros têm para realizar melhorias.

A exergia de um sistema num estado especificado depende das condições do ambiente tanto quanto das propriedades do sistema. Conseqüentemente, a disponibilidade é uma propriedade da combinação sistema-meio ambiente e não apenas do sistema.

A propriedade exergia serve como uma ferramenta valiosa na determinação da qualidade da energia e compara os potenciais de trabalho de diferentes fontes de energia ou sistemas. A avaliação da exergia apenas, contudo, não é suficiente para o estudo de dispositivos de engenharia entre dois estados fixados. Isto porque quando se avalia a exergia, o estado final é sempre assumido como o estado morto, que raramente é o caso para sistemas reais. Duas quantidades que estão relacionadas com os estados iniciais e finais do processo e servem com ferramentas valiosas na análise de componentes ou sistemas são o trabalho reversível e a irreversibilidade (ou destruição de exergia).

Quando se faz um balanço da exergia, as quantidades de exergia que entram no sistema, devem ser transformadas, sempre que possível, em exergia de corrente de saída e são estas correntes que constituem o fim para o qual o referido sistema foi projetado.

As diferenças entre as exergias na entrada e saída podem ser justificadas por perdas ou irreversibilidades do processo. A parte dessa diferença devido a causas internas do sistema é chamada de exergia destruída e a que sai em correntes que não constituem produto para o qual o sistema foi concebido se conhece como perdas de exergia (Kotas, 1985).

2.5.3 – Exergia associada com diferentes formas de energia

A energia pode existir em numerosas formas tais como energia cinética, potencial, interna, de fluxo e entalpia, e sua soma constitui a energia total de um sistema. A exergia é o potencial de trabalho útil da energia, e assim a exergia de um sistema é soma da exergia de diferentes formas de energia que o mesmo contém. Conseqüentemente, a determinação da exergia de um sistema requer a identificação das diferentes formas de energia contida no sistema junto com as relações da exergia para cada forma de energia. Uma vez que elas estejam disponíveis, a exergia de um sistema em um estado especificado é determinada

simplesmente acrescentando as exergias de cada forma de energia que o sistema possui. A seguir serão apresentadas as relações para exergia contida em diferentes formas de energia associadas com um sistema simples compressível tais como: energia cinética, potencial, interna, e de fluxo, e entalpia num ambiente na temperatura T_0 e pressão P_0 .

a) Exergia associada com a energia cinética

A energia cinética é uma forma de energia mecânica, e assim ela pode ser convertida completamente para trabalho. Conseqüentemente, o potencial de trabalho ou exergia da energia cinética de um sistema é igual à própria energia cinética. A exergia por unidade de massa da energia cinética é:

$$x_{ec} = \frac{v^2}{2} \quad (2.17)$$

onde v é a velocidade do sistema relativa ao meio.

b) Exergia associada com a energia potencial

De forma semelhante a exergia da energia cinética, tem-se que a exergia da energia potencial por unidade de massa é:

$$x_{ep} = gz \quad (2.18)$$

onde g e z são respectivamente a aceleração da gravidade e a elevação do sistema relativa a um nível de referencia no meio.

c) Exergia associada com a energia interna

Em geral, a energia interna consiste das energias sensível, latente, química e nuclear. Na ausência de reações químicas e nucleares, a energia interna consiste apenas das energias sensível e latente que podem ser transferidas para ou do sistema como calor, se existe uma diferença de temperatura através da fronteira do sistema. A segunda lei da Termodinâmica declara que o calor não pode ser completamente convertido para trabalho, e assim o potencial de trabalho da energia interna deve ser menor que a própria energia interna. Assim, a exergia da energia interna de um sistema por unidade de massa é:

$$x_u = W_{total, \acute{u}til} / m = (u - u_0) + P(\mathfrak{S} - \mathfrak{S}_0) - T(s - s_0) \quad (2.19)$$

Na expressão acima u_0 , ϑ_0 e s_0 são propriedades do sistema avaliadas no estado morto.

A exergia da energia interna é sempre uma quantidade positiva ou nula. Mesmo um sistema que está a uma temperatura inferior a do meio contém exergia desde que o mesmo seja usado como um sorvedouro de calor para uma máquina térmica operar absorvendo calor do meio a temperatura T_0 , realizando trabalho e rejeitando calor para o sistema a temperatura T (inferior a T_0).

d) Exergia associada com o trabalho de fluxo

O trabalho de fluxo é a energia necessária para empurrar uma unidade de massa para dentro ou para fora do volume de controle, ou para manter o fluxo num tubo ou duto, e é dado por:

$$w_{\text{fluxo}} = P\vartheta \quad (2.20)$$

onde P é a pressão e ϑ o volume específico do fluido.

O trabalho de fluxo é essencialmente um trabalho de fronteira feito pelo fluido sobre a corrente fluida, e assim a exergia do trabalho de fluxo é equivalente a exergia do trabalho de fronteira, que é o excesso de trabalho feito contra o ar atmosférico a P_0 para deslocá-lo de um volume ϑ . Notando que o trabalho de fluxo é $P\vartheta$ e o trabalho feito contra a atmosfera é $P_0\vartheta$, o potencial de trabalho útil por unidade de massa ou exergia por unidade de massa é:

$$x_{Pv} = P\vartheta - P_0\vartheta = (P - P_0)\vartheta \quad (2.21)$$

Note que a exergia do trabalho de fluxo é negativa quando a pressão do fluido que flui é menor que a pressão atmosférica.

e) Exergia associada com a entalpia

A exergia total de diferentes formas de energia é a soma das exergias das energias individuais. Sendo a entalpia a soma da energia interna e o produto $P\vartheta$, a exergia da entalpia para uma unidade de massa é dada por:

$$x_{Pv} = x_u + x_{Pv} = [(u - u_0) + P_0(\vartheta - \vartheta_0) - T_0(s - s_0)] + (P - P_0)\vartheta \quad (2.22 a)$$

ou

$$x_{pv} = (u + P\vartheta) - (u_0 + P_0\vartheta_0) - T_0(s - s_0) \quad (2.22 \text{ b})$$

ou ainda

$$x_{pv} = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (2.22 \text{ c})$$

onde h_0 e s_0 são, respectivamente, a entalpia e entropia do fluido no estado morto. Note que a exergia do fluxo de energia é negativa numa pressão abaixo da atmosférica.

f) Exergia de uma corrente de fluxo (Exergia de fluxo)

A energia total de um fluido fluindo é a soma da entalpia, energia cinética e energia potencial. Conseqüentemente, a exergia de tal fluido é simplesmente a soma das exergias da entalpia, energia cinética e energia potencial. Isto é:

$$x_{\text{fluxo}} = x_h + x_{ec} + x_{ep} \quad (2.23 \text{ a})$$

$$x_{\text{fluxo}} = (h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{v^2}{2} + gz \quad (2.23 \text{ b})$$

A mudança de exergia quando uma corrente fluida sofre um processo do estado 1 para o estado 2 é dada por:

$$\Delta x_{\text{fluxo}} = x_2 - x_1 = (h_2 - h_1) - T_0(s_2 - s_1) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \quad (2.24)$$

Note que a mudança de exergia numa corrente de fluido representa a quantidade máxima de trabalho útil que pode ser feita (ou mínima quantidade de trabalho útil que precisa ser fornecido se ele é negativo) quando o sistema muda do estado 1 para o estado 2 num ambiente especificado, e representa o trabalho reversível.

A exergia, X , associada em um estado especificado é composta por duas contribuições: a contribuição termomecânica, X^{term} , e a contribuição química, X^{qui} . Em uma base unitária de massa, a exergia total, x , será:

$$x = x^{\text{term}} + x^{\text{qui}} = \left[(h - h_0) - T_0(s - s_0) + \frac{v^2}{2} + gz \right] + x^{\text{qui}} \quad (2.25)$$

em que o termo entre colchetes é a contribuição termomecânica.

Quando se avalia uma variação de exergia, ou de exergia de fluxo entre dois estados onde a composição química da substância é a mesma, a contribuição química se cancela, permanecendo apenas a diferença das contribuições termomecânicas. Entretanto, em várias avaliações torna-se necessário levar em consideração explicitamente a contribuição da exergia química. Alguns exemplos são os problemas que envolvem reações químicas, como é o caso da combustão (Moran e Shapiro, 2000).

A componente química da exergia é relativamente difícil de se avaliar, dependendo da composição da substância que compõe o sistema e, portanto, de sua capacidade de reagir até uma composição de equilíbrio com o ambiente.

A exergia química de um combustível é igual a máxima quantidade de trabalho obtido quando a substância em estudo é trazida das condições iniciais até o estado final, por processo envolvendo transferência de calor e mudança as substâncias com relação ao ambiente. A exergia química de combustíveis gasosos envolve uma complicação adicional, porque os combustíveis não fazem parte de substâncias comuns do ambiente considerado pela função de Gibbs (Kotas, 1985).

De acordo com Kotas, (1985) a exergia física é igual a máxima quantidade de trabalho obtida quando um fluxo de substância é trazido do seu estado inicial para as condições ambientais (condições de referências), definido por P_0 e T_0 , por processo envolvendo exclusivamente as interações térmicas com o meio ambiente.

2.5.4 O princípio do decréscimo de exergia e a destruição de exergia

A exergia, X , pode ser transferida por calor, trabalho e ou fluxo de massa. A exergia de um sistema isolado durante um processo sempre diminui ou, no caso limite de um processo reversível, permanece constante. Em outras palavras, ela nunca aumenta e a exergia é destruída durante um processo real. Assim, para um sistema isolado, tem-se:

$$\Delta X_{\text{isol}} = m x_{\text{isol}} = (X_2 - X_1)_{\text{isol}} \leq 0 \quad (2.26)$$

As irreversibilidades tais como atrito, reações químicas, transferência de calor através de uma diferença de temperatura finita, expansão não-resistiva, compressão ou expansão brusca sempre geram entropia, e qualquer coisa que gere entropia sempre destrói exergia. A exergia destruída é proporcional a entropia gerada e é expressa por:

$$X_{\text{destruída}} = T_0 S_{\text{ger}} \geq 0 \quad (2.27)$$

A exergia destruída representa a perda de potencial de trabalho e é também chamada de irreversibilidade ou trabalho perdido.

O princípio do decréscimo de exergia não implica que a exergia de um sistema não pode aumentar. A mudança de exergia de um sistema pode ser positiva ou negativa durante um processo, mas exergia destruída não pode ser negativa. O princípio do decréscimo de exergia pode ser resumido como segue:

$$X_{\text{destruída}} = \begin{cases} > 0 & \text{processos irreversíveis} \\ = 0 & \text{processos reversíveis} \\ < 0 & \text{processos impossíveis} \end{cases} \quad (2.28)$$

Esta relação serve como um critério alternativo para determinar se um processo é reversível, irreversível ou impossível.

2.5.5 Balanço de exergia para volumes de controle

As relações de balanço de exergia para volume de controle diferem daquelas para sistemas fechados porque elas envolvem um mecanismo a mais de transferência de exergia, que é o fluxo de massa através da fronteira.

A relação para o balanço geral de exergia de um volume de controle é dada por:

$$X_{\text{calor}} - X_{\text{trabalho}} + X_{\text{massa,ent}} - X_{\text{massa,sai}} - X_{\text{destruída}} = (X_2 - X_1)_{\text{VC}} \quad (2.29)$$

ou ainda, na base temporal:

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_k} \right) \dot{Q}_k - \left[\dot{W} - P_0 \frac{dV}{dt} \right] + \sum \dot{m}_e (x_{\text{fluxo}})_R - \sum \dot{m}_s (x_{\text{fluxo}})_s - T_0 \dot{S}_{\text{ger}} = \frac{dX_{\text{VC}}}{dt} \quad (2.30)$$

A relação do balanço de exergia acima pode ser declarada como a taxa de mudança de exergia dentro do volume de controle durante um processo é igual a taxa líquida de transferência de exergia através da fronteira do volume de controle por calor, trabalho e fluxo de massa menos a taxa de destruição de exergia dentro das fronteiras do volume de controle como resultado das irreversibilidades.

As relações do balanço de exergia apresentadas acima podem ser usadas para determinar o trabalho reversível W_{rev} selecionando a exergia destruída igual a zero.

Quando do balanço da exergia, as quantidades que entram nos sistema devem ser transformadas sempre que possível em exergia de saída. Estas correntes de saída são os objetivos finais do referido sistema. A diferença entre os valores de exergia na entrada e na saída ocorre em função das perdas e irreversibilidades do processo. A parte dessa diferença devido a causas internas do sistema é chamada de exergia destruída e a que sai em correntes que não constituem produto para o qual o sistema foi concebido se conhece como perdas de exergia (Kotas ,1985).

2.5.6 – Eficiência baseada na segunda lei da Termodinâmica

Todos os processos reais são acompanhados de irreversibilidades seu efeito é sempre de diminuir o rendimento dos dispositivos. Em uma análise de engenharia, é interessante se dispor de parâmetros que possibilitem ao analista, medir a degradação da energia nestes dispositivos. Este parâmetro é eficiência térmica, a qual em uma máquina onde ocorrem processos, compara o desempenho real da máquina, sob dadas condições, e o desempenho que ela teria em um processo ideal (reversível).

Embora alguma transferência de calor ocorra entre estes dispositivos de fluxo permanente e a vizinhança seja inevitável, muitos deles são projetados para operarem em condições adiabáticas. Conseqüentemente, o processo ideal, que serve como modelo para estes dispositivos é um processo adiabático. Além disso, um processo ideal não deve envolver irreversibilidades, desde que o efeito da irreversibilidade é sempre o de diminuir a performance dos dispositivos. Assim um processo ideal que serve como modelo para muitos dispositivos de fluxo permanente é o processo isentrópico.

Quanto mais o processo real se aproxima do processo ideal, melhor será a performance do dispositivo. Assim, é importante ter um parâmetro que expresse

quantitativamente quão eficientemente um dispositivo real se aproxima do ideal correspondente. Este parâmetro é a eficiência isentrópica ou adiabática. Eficiências adiabáticas são definidas diferentemente para diferentes dispositivos desde que cada um realiza uma tarefa diferente. A seguir define-se a eficiência adiabática de vários dispositivos.

A eficiência baseada na primeira lei (também conhecida como eficiência de conversão) não faz referência a melhor performance possível, e assim ela pode estar enganada.

A eficiência pela segunda lei pode ser expressa como a razão entre o trabalho útil de saída e o máximo trabalho possível (reversível) de saída dada por:

$$\eta_{II} = \frac{W_u}{W_{rev}} \quad (\text{para dispositivos que produzem trabalho}) \quad (2.31)$$

ou

$$\eta_{II} = \frac{W_{rev}}{W_u} \quad (\text{para dispositivos que consomem trabalho}) \quad (2.32)$$

Nas definições acima, o trabalho reversível deve ser determinado usando os mesmos estados inicial e final do processo real.

As definições da eficiência pela segunda lei da Termodinâmica não se aplicam a dispositivos que não produzem ou consomem trabalho. Conseqüentemente, precisa-se de uma definição mais geral.

A eficiência pela segunda lei da Termodinâmica pretende servir como uma medida da aproximação de uma operação reversível, e assim seu valor deve variar de zero, no pior caso (destruição completa da exergia) a um, no melhor caso (nenhuma destruição de exergia). Com isto em mente, define-se a eficiência baseada na segunda lei para um sistema durante um processo como:

$$\eta_{II} = \frac{\text{Exergia Recuperada}}{\text{Exergia Fornecida}} = 1 - \frac{\text{Exergia Destruída}}{\text{Exergia Fornecida}} \quad (2.33)$$

Para uma máquina térmica, a exergia fornecida é o decréscimo na exergia do calor transferido para a máquina, que é a diferença entre a exergia do calor fornecido e a exergia do calor rejeitado (a exergia do calor rejeitado na temperatura ambiente é zero). O trabalho líquido de saída é a exergia recuperada.

Para um trocador de calor com correntes de fluidos que não se misturam, normalmente a exergia é a diminuição na exergia da corrente fluida em temperatura mais alta, e a exergia recuperada é o aumento da exergia da corrente de fluido de temperatura mais baixa.

Listando irreversibilidades de cada um dos componentes pode-se ajudar na avaliação da performance de uma planta simples. Para situações mais complexas, no entanto, há uma vantagem em apresentar as informações graficamente. Uma representação útil de fluxo e perda de exergia é o diagrama de Grassmann que pode ser considerado como uma adaptação do diagrama de Sankey, usado para transferência de energia dentro de uma planta (Kotas, 1980; Szargut et al., 1988).

Os diagramas de Sankey também são usados para representar graficamente a contribuição da exergia. Nesses diagramas as quantidades de exergia são representadas pela largura das setas. A Figura 2.7 apresenta um exemplo de balanço de exergia de um sistema, via diagrama de Sankey.

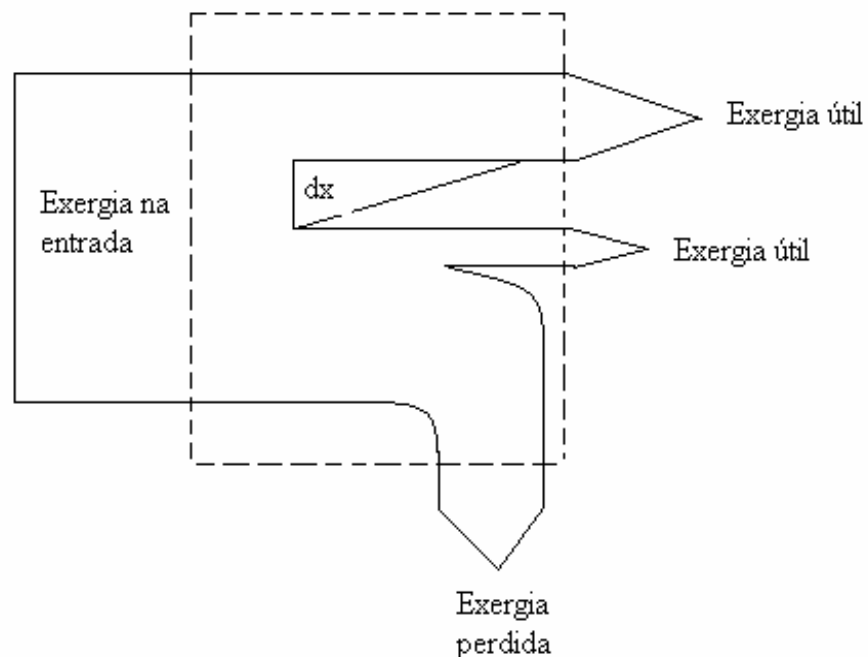


Figura 2.7 - Exemplo de diagrama de Sankey

A Figura 2.8, apresenta um diagrama de Grassmann, para um motor de combustão interna. Pode-se verificar que existe uma grande perda de exergia pelo sistema de exaustão e sistema de refrigeração de água do motor, chegando-se a valores de 24 % e 16 %

respectivamente, indicando a possibilidade do aproveitamento destas em sistema de cogeração.

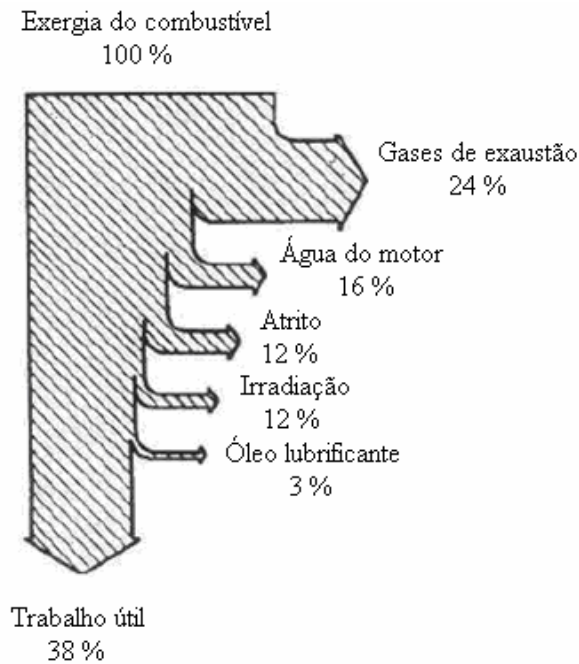


Figura 2.8 – Diagrama de Grassmann para um motor de combustão interna

Fonte: Mello Jr. (2006).

A Tabela 2.15 a seguir, apresenta valores que podem ser utilizados para se calcular a exergia de um sistema motor-gerador de 100 kW, acionado por gás natural. No final da tabela, são mostrados os valores da exergia nos gases de escapamento e no sistema de refrigeração (Mello Jr., 2006).

Tabela 2.15 – Dados específicos de um motor de 100 kW operando com gás natural

Potência (kWe)	100,0
Rendimento	0,33
Consumo (kg/s)	0,006
Vazão na exaustão (kg/s)	0,126
Temperatura de escapamento (°C)	590,0
Q exaustão (kJ/s)	84,986
Vazão do sistema de resfriamento (kg/s)	12,0
Q resfriamento (kJ/s)	0,079
Exergia da exaustão (kWh)	54,14
Exergia de arrefecimento (kWh)	47,75

Fonte: Mello Jr., (2006).

Para finalizar, de acordo com o exposto neste capítulo, pode-se comparar as principais características da energia e exergia (Szargut, 1980):

=> Energia:

- a) assunto para a lei de conservação;
- b) é uma função do estado da matéria sob consideração;
- c) pode ser calculado na base de algum estado de referência considerado;
- d) aumenta com o aumento da temperatura;
- e) no caso de gases ideais, não depende da pressão.

=> Exergia:

- a) é isenta da lei de conservação;
- b) é uma função do estado da matéria em consideração e da matéria no ambiente externo;
- c) o estado de referência é imposto pelo meio externo (vizinhança);
- d) em processo isobárico alcança seu mínimo na temperatura do ambiente; em temperatura mais baixa ela aumenta quando a temperatura cai.
- e) Depende da pressão.

2.6 Pesquisa aplicada para otimizar o uso do gás natural em motores diesel

Diversas pesquisas têm sido conduzidas com o intuito de otimizar o uso de gás natural em motores do ciclo Diesel.

Karim (1980) reporta revisão das características do motor diesel operando de forma dual (diesel/gás) e do fenômeno de combustão relacionado a este tipo de motor. Ressalta aspectos da detonação, da operação com gás, combustão em baixa temperatura e emissão de poluentes.

Nwafor e Rice (1994) realizaram ensaios em um motor dual (diesel + gás natural) de injeção direta e alta rotação para estudar o comportamento da potência, eficiência térmica e a emissão de poluentes quando o motor trabalha no modo diesel puro e no modo dual. Os autores verificaram que a emissão de poluentes é bastante reduzida, a eficiência do motor praticamente se mantém e ocorre um aumento considerável da pressão de explosão, devido a um retardo no tempo de queima da mistura combustível.

Guarinello (1997) em seu trabalho de mestrado, realizou uma análise energética, exergética e termoeconômica na central termelétrica do Cabo no estado de Pernambuco. Este sistema de ciclo combinado com cogeração, está projetado para gerar 21,4 MW, com a injeção de vapor na câmara de combustão da turbina a gás, modelo LM- 2500. Os gases de exaustão produzidos por esta turbina são enviados para uma caldeira de recuperação, onde são produzidos 37,8 t/h de vapor superaquecido a 320 °C e 2250 kPa. Uma queima adicional de combustível eleva a geração de vapor em 6 t/h e a condição de STIG em 19,1 t/h. A produção deste vapor pode ser destinada a processos no distrito industrial de Suape. O autor conclui que para ambas as situações, STGI e queima suplementar, o sistema apresenta uma menor eficiência energética e exergética.

Henham e Makkar (1998) estudaram a combustão de biogás (preparado em laboratório) em um motor diesel dual. Para tanto, promoveram a adição de CO₂ ao gás natural para simular metano obtido por processo de digestão anaeróbica (biogás) e concluíram que é possível se promover a substituição de até 60 % de diesel em motores, sem que ocorra batida ou efeito de detonação. Foram estudadas taxas de substituição variando de 22 % até 58 %. Observaram que ocorreu uma redução da temperatura de escapamento para altas taxas de substituição. Também se verificou que houve uma redução na emissão do CO e um aumento da pressão de explosão, quando se utilizou uma mistura de 60 % de gás natural e 40 % de diesel.

Segundo Torres (1999), as análises de sistemas térmicos usando a primeira lei da Termodinâmica, são uma forma de se observar as condições de operação destes sistemas, visto que os resultados obtidos destas análises são bastante úteis e significativos. No entanto, este procedimento de análise não estabelece ou quantifica a energia que está sendo perdida, assim como não se definem os locais críticos destes processos, onde estas perdas acontecem. É sugerida uma complementação desta análise energética ou da primeira lei com uma análise da segunda lei ou exergética.

Kusaka et al. (2000) reportam uma investigação teórico/experimental da característica de combustão e emissão de gases de um motor diesel que usa diesel e gás natural como fonte de energia. Nesta pesquisa, os autores analisaram efeitos da recirculação do gás de exaustão e aquecimento da mistura na entrada da câmara de combustão na performance e emissão de poluentes, especialmente em baixas cargas.

Abd Alla et al. (2000) reportam uma modelagem matemática para prever o processo de combustão em motores diesel dual e alguma de suas características. Nesta pesquisa os autores utilizaram o metano como combustível principal e uma pequena quantidade de diesel como piloto. O modelo dá ênfase aos efeitos da cinética química do combustível gasoso na performance da combustão. Resultados preditos da concentração de CO, NO_x, hidrocarbonetos não queimados e eficiência térmica são comparados com resultados experimentais em condições de operação em alta carga e um bom ajuste foi obtido.

Mansour et al. (2001) investigaram a emissão e performance de um motor diesel comercial (Deutz FL 8 413f), operando com gás natural e com diesel como piloto. Foi desenvolvido um modelo matemático, usando a cinética química da combustão do diesel-gás. O motor diesel foi testado com carga em banco dinamométrico que variou de 80 a 170 kW e rotação variando de 950 a 2600 rpm. Para estas condições de ensaio, foram obtidos os seguintes resultados: CO variou de 1400 até 100 ppm, na condição diesel. O NO_x com o motor em plena carga, variou de 600 a 450 ppm com diesel e de 950 a 200 ppm com diesel-gás. Os demais parâmetros medidos apresentaram valores favoráveis quando se utilizou o motor operando com dois combustíveis (diesel-gás).

Abd Alla et al. (2002) investigaram o efeito da quantidade de diesel injetado como combustível piloto, no desempenho de um motor de injeção indireta operando na forma dual. Neste experimento, foi utilizado um motor diesel monocilíndrico de quatro tempos, refrigerado a água, de 507 cm³ de cilindrada. Objetivamente foram estudados os seguintes parâmetros: detonação, emissão de NO_x e redução de CO₂. Os autores observaram que houve um crescimento do nível de NO_x com o aumento da quantidade de diesel usado como piloto; houve também uma redução do índice de monóxido de carbono e hidrocarbonetos nas emissões do motor. Finalmente concluem que o aumento da quantidade de diesel usada como piloto não apresenta um efeito significativo em cargas altas.

Papagiannakis e Hountalas (2003) reportam uma investigação experimental sobre os efeitos do uso do gás natural no desempenho e emissão de gases de escape de um motor diesel quando é feita a substituição parcial do diesel por gás natural. Este sistema tem como grande vantagem a resistência a grandes pressões sem que ocorram efeitos de pré-ignição, o que torna o seu uso viável em motores diesel. Os testes experimentais foram realizados com cargas variando de 40 % a 80 % e rotação variando de 1500 rpm a 2500 rpm. Os resultados indicam

que para cargas da ordem de 40 %, a taxa de substituição máxima obtida foi de 84 %. A melhor taxa de substituição ocorre com 80 % de carga e 2000 rpm, onde foi obtida uma taxa de 91 %. O consumo específico do motor operando com diesel e gás é bastante melhorado.

Selim (2003) estudou os efeitos de rotação, carga, ângulo de injeção, quantidade de combustível piloto, relação de compressão e de combustão, torque, eficiência térmica e pressão, em uma máquina dual (diesel, gás natural, GLP e metano). Foram estabelecidos limites de ignição capazes de reduzir os efeitos de detonação para cada combustível separadamente, o que proporciona uma condição de funcionamento ideal da máquina. O autor conclui que a máquina funcionando com mistura diesel gás natural apresenta uma maior potência e também maior eficiência, e que os efeitos de detonação são percebidos primeiramente quando se está usando o GLP, seguido pelo gás natural e pelo metano. Concluiu também que aumentando a massa de combustível gasoso, aumenta-se o efeito de detonação, e que o avanço de injeção do piloto diesel reduz o torque e a eficiência térmica.

Santana (2003) apresenta uma análise energética e exergética em um sistema de cogeração para uma empresa do setor terciário. O sistema tem uma capacidade total de 8,3 MW, consiste de três grupos geradores acionados a gás natural, uma caldeira de recuperação, um recuperador de gases, dois chillers por absorção e um por compressão. Neste trabalho, é apresentado o perfil de consumo de energia elétrica destinada a atender as diversas necessidades do setor, tais como: iluminação, climatização, acionamento de motores, etc. Esta análise possibilita localizar as principais fontes de perdas assim como fornece uma orientação para otimizar o sistema. Destaca-se que esta análise deve ser realizada para cada equipamento, assim como para o todo o sistema.

Xavier et al. (2004) verificando as condições de termoelétricas no Brasil, focalizando em especial os aspectos relacionados a emissões atmosféricas, concluíram que das 611 unidades instaladas, com capacidade de 9767 MW, 25% funcionam com diesel como principal combustível, 10% usam gás e as demais usam outros combustíveis. Segundo os autores, a legislação brasileira estipula padrões de qualidade de ar para SO₂, particulados, NO₂, CO, O₃ e fumaça. Já para emissões atmosféricas, os padrões só são estabelecidos para particulados, SO₂ e fumaça produzida por óleo combustível.

Pereira et al. (2004) verificaram o desempenho e a emissão de poluentes por motores (de 110 até 1600 cv) do ciclo Diesel trabalhando no modo dual (diesel+gnv) em sistemas de

geração distribuída de energia elétrica. Das experiências acumuladas, os autores concluem que: as conversões diesel-gás garantem o desempenho do motor original (100 % diesel). A conversão reduz significativamente a poluição por SO_x e particulados, visto que estes são gerados a partir da combustão do diesel. Com substituição de 50 %, a concentração de particulados cai para um décimo do verificado quando o motor opera com diesel puro.

Schlosser et al. (2004) realizaram estudos sobre o comportamento de um motor de ignição por compressão trabalhando com óleo diesel e gás natural, quando submetido a variações de carga, rotação e ângulo de injeção de diesel. Foram realizados ensaios com três repetições para variadas proporções de diesel, gás natural e ângulos de avanço de injeção. Os melhores resultados foram obtidos para uma taxa de substituição de 78 % do diesel por gás natural, e para um avanço de injeção de 21°. Para estas condições, a potência média aumentou 14 % e o consumo específico (medido em valor monetário) diminuiu 46 % em relação ao ensaio testemunha.

Salmon et al. (2004) realizaram levantamento experimental sobre a emissão de um motor diesel operando de forma dual (30 % GLP e 70 % diesel). Segundo os autores, o trabalho foi realizado em um motor monocilíndrico de injeção direta, que durante os ensaios trabalhou à rotação de 1650 rpm com cargas variadas. Os autores informam que os níveis de NO_x e a emissão de fumaça foram significativamente reduzidos quando o motor trabalhou com os dois combustíveis algo em torno de 50 %. Foi observada também uma redução considerável no consumo específico de combustível.

Uma et al. (2004) monitoraram um sistema de geração de eletricidade acionado por motor diesel operando apenas com diesel e no modo dual, com o objetivo de estudarem as características de emissão de monóxido de carbono (CO), óxidos de nitrogênio (NO_x), dióxido de enxofre (SO₂), e hidrocarboneto (HC). Verificou-se que o motor diesel é capaz de funcionar com taxas de substituição da ordem de até 86%. No entanto, se observa que houve uma redução no desempenho do motor. Com relação aos níveis de poluição, verificou-se que com cargas da ordem de 80 %, ocorreu uma redução na emissão de diversos gases, com exceção para o monóxido de carbono.

Palak et al. (2004) apresentam uma análise do ciclo dual irreversível visando a sua otimização com respeito a razão de pressão e temperatura. Aspectos do tempo de injeção e da

combustão também são discutidos. Resultados teóricos da eficiência térmica de um motor diesel são comparados com resultados experimentais.

Baldissera (2005) em avaliação teórica de desempenho de um motor diesel de quatro tempos monocilíndrico em um ciclo bi-combustível, diesel-gnv, estudou o comportamento da potência e o nível de emissão de poluentes. O motor foi testado em dinamômetro em condições variadas de carga, potência e mistura de combustível. Constatou-se que a potência do motor praticamente permanece inalterada assim como a emissão de óxidos de nitrogênio. As demais emissões são reduzidas em comparação ao motor original.

CRAM (2005) apresenta um sistema que permite utilizar o gás natural como combustível primário nos motores ciclo Diesel. De fato, até uns 90 % de necessidade de combustível do motor pode ser coberto, com a utilização do gás natural.

No caso em que o fornecimento do gás seja interrompido, o motor operará automaticamente com 100 % de diesel, sem perda de potência na saída do motor, permitindo uma grande flexibilidade no manejo dos recursos energéticos, aproveitando os recursos de cortes de pico (*peak shaving*) e/ou co-geração, uma vez que, benefícios adicionais tais como: menor armazenamento de combustível; redução de custos de transporte de combustível; redução significativa na emissão de gases contaminantes; flexibilidade na escolha do combustível diante das flutuações dos preços do mesmo; transição sem interrupções de suprimento de 100 % diesel a dual e vice-versa, podem ser obtidas.

Em muitas empresas, a instalação de grupos de emergência não é avaliada devido ao alto custo que isso significa frente a baixa probabilidade da falta de provisão de energia elétrica, dada a alta confiabilidade dos atuais sistemas. Para aquelas companhias que já utilizam seus sistemas de emergência para programas de controle energético como co-geração, cortes de pico e controle de cargas, o sistema permite uma considerável economia operacional nesses programas.

No sistema dual apresentado pela CRAM (2005), o ar e o gás são pré-misturados na entrada de ar do motor e em seguida esta mistura é levada até a câmara de combustão através da válvula de admissão. A mistura explode quando o injetor de diesel borrifar uma pequena quantidade deste combustível dentro da câmara, atuando como um piloto para ignição do

combustível primário, neste caso o gás natural. Devido a elevada temperatura de auto-combustão do gás natural, a mistura ar-gás não explode durante a compressão.

De acordo com a empresa, a instalação do sistema dual não compromete a performance original do motor. Um sistema de 1000 kW de potência manterá 1000 kW depois da instalação, funcionando seja com 100% diesel ou no modo dual. A estabilidade não é afetada, assim como a velocidade de resposta.

O calor por radiação, a eficiência térmica do motor, a temperatura de escape dos gases e o calor liberado pelo sistema de refrigeração, permanecem praticamente inalteráveis respeitando os valores originais fornecidos pelo fabricante do motor, uma vez que os grupos utilizados em programas de co-geração recuperam a mesma quantidade de calor tanto funcionando em modo dual como no modo 100% diesel.

Santos et al. (2005) reportam um estudo numérico de sistema composto por um motor 8,1 litros, taxa de compressão 9:1, acoplado diretamente a um sistema de refrigeração por absorção que utiliza como fluido de trabalho o par água-amônia, que é acionado pelos gases de exaustão provenientes do motor. A simulação foi feita com auxílio do Engineer Equation Solver (EES) que calcula as propriedades termodinâmicas dos fluxos dos fluidos de trabalho do sistema. A simulação é alimentada com a composição do combustível e a relação ar/combustível da combustão do motor. Os dados de entrada requeridos para simular o sistema de refrigeração são: a temperatura de condensação, temperatura de evaporação, diferença de temperatura no trocador de calor de solução e as concentrações da solução. O motor foi modelado a partir de equações ajustadas dos parâmetros fornecidos pelo fabricante. Desta forma, os resultados energéticos e exergéticos para o motor a 1800 RPM foram: Energia do combustível 352,3 kW , Exergia do combustível 368,4 kW , energia dos gases de escapamento 86,68 kW e exergia dos gases de escapamento 39,44 kW.

Selim (2006) apresenta uma análise da variação da combustão ciclo a ciclo durante a operação de motores diesel funcionando com gás natural, GLP e metano, tendo o diesel como combustível piloto. Segundo o autor o tipo de combustível gasoso, os parâmetros de projeto do motor, carga, razão de compressão, tempo de injeção e rotação do motor, afetam a combustão.

Vieira et al. (2006) avaliaram o desempenho energético e exergético de uma usina termoeletrica e concluíram que a análise exergética apresenta-se como uma poderosa ferramenta para projetar, avaliar, e aperfeiçoar sistemas térmicos. Sua importância prática tem sido demonstrada em vários estudos aplicados na análise de diferentes sistemas energéticos (utilizando diferentes combustíveis) tais como plantas térmicas convencionais de geração de energia, usinas nucleares, ciclos combinados e plantas petroquímicas e de cogeração. Concluíram que as maiores fontes de irreversibilidades da planta analisada estão nos geradores de vapor, cujas eficiências resultaram em 30,1 % e 27,2 %, respectivamente para as caldeiras 1 e 3. Verificou-se que esses equipamentos juntos contribuem com 86% da irreversibilidade total da planta, o que comprova as previsões da literatura a respeito. Da exergia de entrada (100 %), tem-se na saída o seguinte quadro: potência efetiva 16,5 %; destruição da exergia na combustão 63 %; exergia que sai com os gases de escape 8,4 %; exergia que sai com a água de refrigeração 1 % e perdas e destruição de exergia 11,1 %.

Para finalizar, além destes trabalhos, informações adicionais podem ser encontradas em Lee et al. (2003) e Arcaklioglu e Çelikten (2004).

CAPITULO 3

MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 Materiais

3.1.1 Óleo diesel

O diesel utilizado na parte experimental deste trabalho foi adquirido dos postos de combustíveis próximos da UFCG, sendo transportados e armazenados em depósitos de 200 litros, mantidos a temperatura e pressão ambiente. De acordo com Medeiros et al. (2002), o diesel no estado da Paraíba tem 0,28 % de enxofre, em massa. Sendo assim, para fins de estudo, considerou-se que o diesel tem a composição química dada na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Composição do diesel em base mássica

Componente	% em massa
C ₁₂ H ₂₆	99,72
S	0,28

Fonte: Medeiros et al., (2002).

Para transformar as percentagens mássicas em kmol/kg de diesel, procede-se sequencialmente coluna a coluna como ilustrado na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Composição do diesel em fração volumétrica

Componente	Fração em massa kg/kg de mistura	Massa molecular kg/kmol	Kmol/kg de mistura	Fração molar kmol / kmol de mistura	Fração volumétrica (%)
C ₁₂ H ₂₆	0,9972	170	0,0058658	0,9853022	98,53
S	0,0028	32	0,0000875	0,0146977	1,47
Total	1		0,0059533	1	100

3.1.2 Gás natural

O gás natural, oriundo do gasoduto nordestão foi adquirido em postos da cidade de Campina Grande e transportado para o laboratório em um banco de cilindros dispostos em uma caminhoneta, permanecendo na mesma durante todo o experimento. Cada cilindro tem capacidade para armazenar 26 Nm³ na pressão de 22000 kPa e temperatura ambiente. O gás usado nos ensaios apresentou a composição química fornecida na Tabela 3.3 e as propriedades físico-químicas dadas na Tabela 3.4.

Tabela 3.3 Composição do gás natural do gasoduto Nordeste

Componentes	% em volume
Metano	89,42
Etano	7,24
Propano	0,16
Butano	0,18
Hexano (superiores)	0,061
Nitrogênio	1,27
Dióxido de Carbono	1,66
O ₂	0,08
H ₂ S	0,10 mg/m ³
S	0,2 mg/m ³
Inertes (%vol)	2,230

Fonte: PBGÁS (2006)

Tabela 3.4 Propriedades do gás natural do gasoduto Nordeste

Propriedades	
Índice de Wobe (MJ/m ³)	48,778
Densidade Relativa	0,62
PCS (MJ/m ³)	38,286

Fonte: PBGÁS (2006)

3.2 Metodologia

3.2.1 Metodologia experimental

3.2.1.1 Procedimento para determinação da densidade do combustível diesel

Sua densidade foi medida em laboratório, utilizando-se um densímetro com escala de 800 a 900 kg/m³, com intervalo de medição de 2 gramas, marca Mercúrio, e uma bureta de 500 ml. A bureta foi preenchida com óleo diesel até a altura que possibilitou a flutuação do densímetro, como pode ser visto na Figura 3.1 a seguir. O densímetro foi introduzido na

bureta e a intervalos não regulares, foi realizada uma medição da densidade do combustível, a qual pode ser vista na Tabela G1 no apêndice G. Os valores medidos estão de acordo com dados da ANP para diesel interiorano.



Figura 3.1 – Procedimento para medição da densidade do óleo diesel

3.2.1.2 O sistema eletro-mecânico (motor-gerador)

O sistema eletro-mecânico estudado é composto por um motor CUMMINS 6CTA8.3 com capacidade de 188 kW à 1800 rpm, acoplado a um gerador marca Onan Genset de 150 kW. A unidade está totalmente instrumentada com medidores de vazão de ar, gás e diesel, sensores de temperatura e pressão em vários pontos do sistema e sonda para análise de gases. Todos os dados são coletados em tempo real via sistema de aquisição de dados. Detalhe será dado nos próximos itens.

A Figura 3.2a apresenta o sistema eletro-mecânico composto pelo motor diesel de seis cilindros em linha, com potência de 188 kW, acoplado ao gerador elétrico.

As Figuras 3.2b e 3.2c mostram um desenho esquemático do motor e gerador, com indicação dos pontos onde foram realizadas medições, e de vários outros elementos externos do motor. Pode-se ver também o sistema de aquisição e armazenamento de dados.

3.2.1.3 O sistema de aquisição e armazenamento de dados

O sistema de aquisição de dados é composto por uma unidade de leitura e tratamento de sinal, desenvolvido no Departamento de Engenharia Elétrica / UFCG (DEE/UFCG), e um

micro computador Pentium 4 que tem como função processar e armazenar todas as informações coletadas em tempo real. As Figuras 3.3 e 3.4 ilustram a interface gráfica do sistema de aquisição desenvolvido em ambiente MATLAB e uma visão do sistema de aquisição de dados, respectivamente.

3.2.1.4 Sistema de medição de combustível diesel

Com o objetivo de ter-se uma maior precisão na medição do consumo do combustível diesel, foi adquirida uma balança marca Filizola, com capacidade para 150 kg, com divisões de 50 gramas. Esta balança possui uma saída serial, o que possibilita a sua interligação ao sistema de aquisição de dados. A seguir são apresentadas as Figuras 3.5 a e b que mostram a balança e o sistema de controle.

Na Figura 3.6 pode-se observar a instalação de duas linhas de combustível, uma dessas linhas leva o combustível que alimenta o motor em qualquer regime de carga. Na outra linha tem-se o retorno de todo combustível que não foi utilizado pelo motor. Por diferença se obtém o consumo de diesel pelo motor.



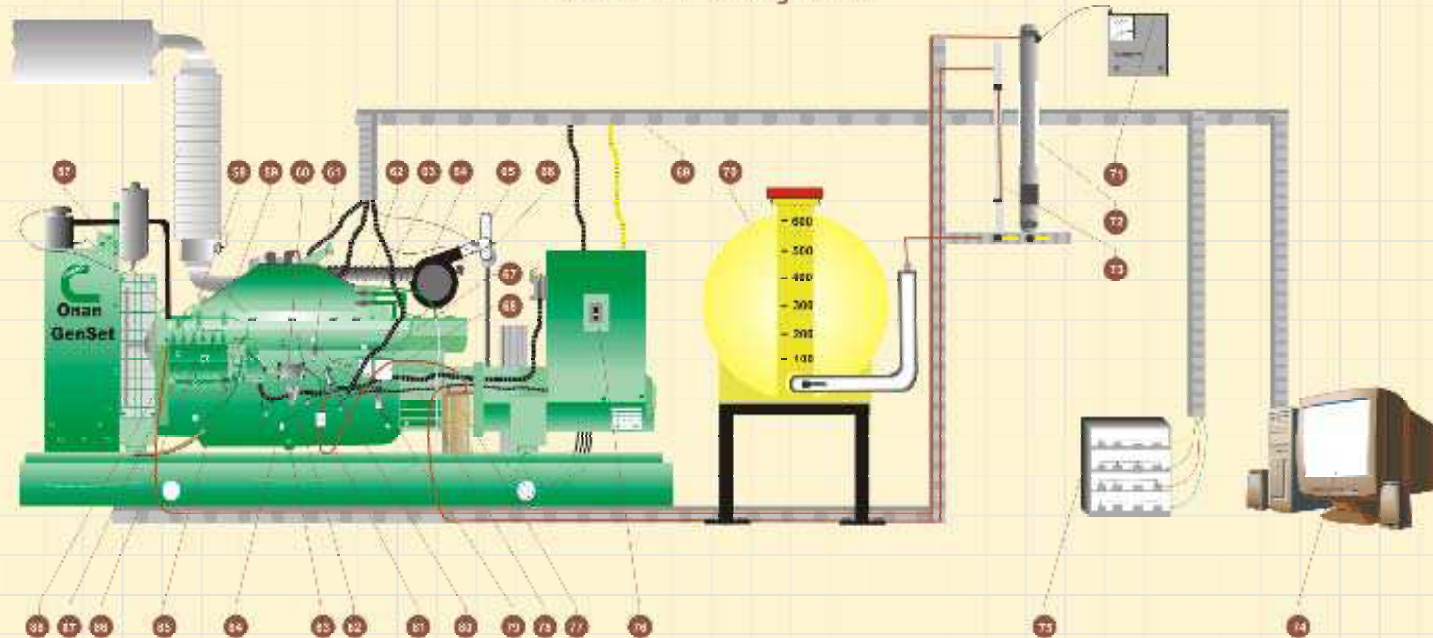
Figura 3.2a - Conjunto motor-gerador



Figura 3.2b – Esquema do motor-gerador. Vista 1

GRUPO GERADOR DIESEL E GÁS NATURAL

ESPECIFICAÇÕES



- | | | |
|--|---|---|
| 57 Injetor de combustível | 68 Separador de água/combustível | 79 Sensor de pressão do óleo |
| 58 Registro para descarga de ar para abastecimento do sistema de arrefecimento | 69 Fiação dos sensores | 80 Bomba manual do óleo diesel |
| 59 Tubulação da tomada de pressão da Wastegate | 70 Tanque de combustível | 81 Pré filtro |
| 60 Governador eletrônico | 71 Sistema de medição de combustível | 82 Transdutor de pressão |
| 61 Sensor de pressão após o turbo e aftercooler | 72 Tubo de combustível | 83 Bujão do dreno de óleo |
| 62 Tubo de retorno do líquido do pós arrefecedor | 73 Nível de diesel | 84 Sensor de temperatura do óleo |
| 63 Tubo de alimentação do líquido do pós arrefecedor | 74 Sistema de armazenamento de dados | 85 Linha de alimentação de baixa pressão |
| 64 Respiro do cârter | 75 Sistema de aquisição de dados | 86 Bomba injetora de combustível |
| 65 Sensor de pressão do ar | 76 Disjuntor | 87 Linha de alta pressão do combustível |
| 66 Sensor de temperatura do ar | 77 Sistema de refrigeração do óleo diesel | 88 Linha de retorno do diesel para o tanque |
| 67 Filtro de combustível | 78 Tomada de velocidade magnética | |

Figura 3.2c – Esquema do motor-gerador. Vista 2

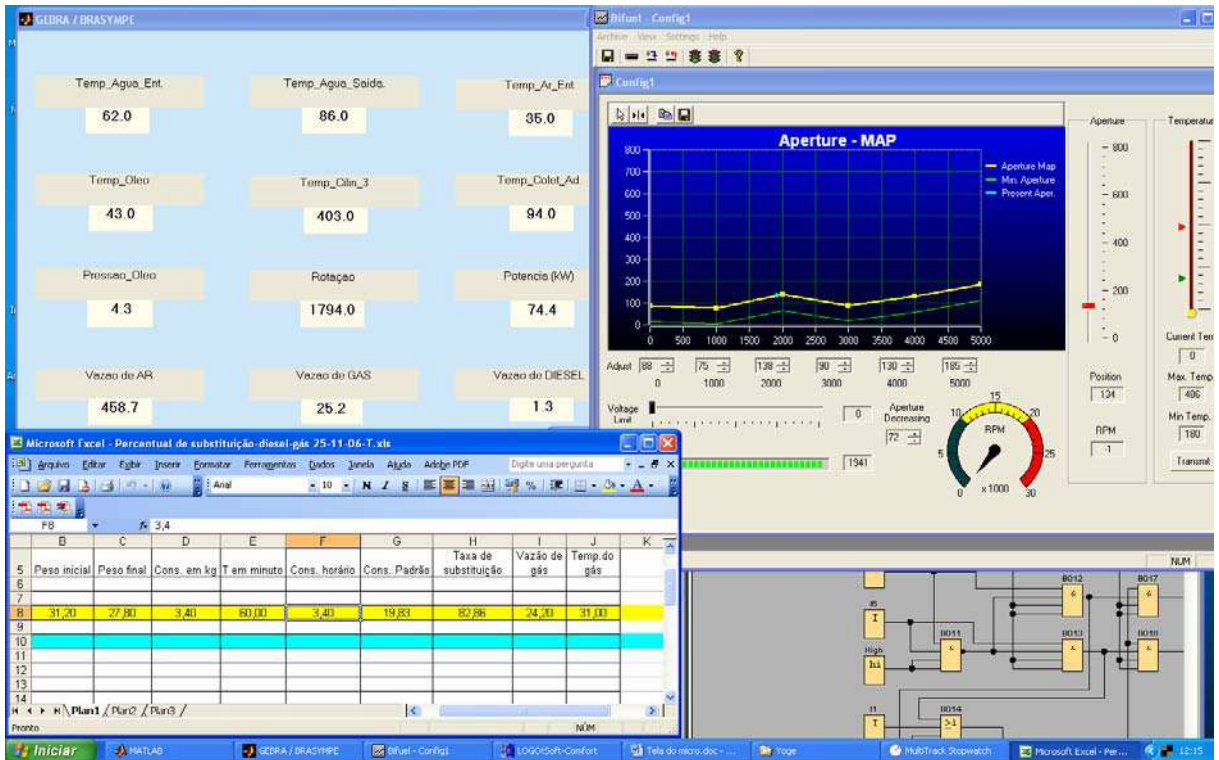


Figura 3.3 – Interface gráfica do sistema de aquisição e armazenamento de dados.

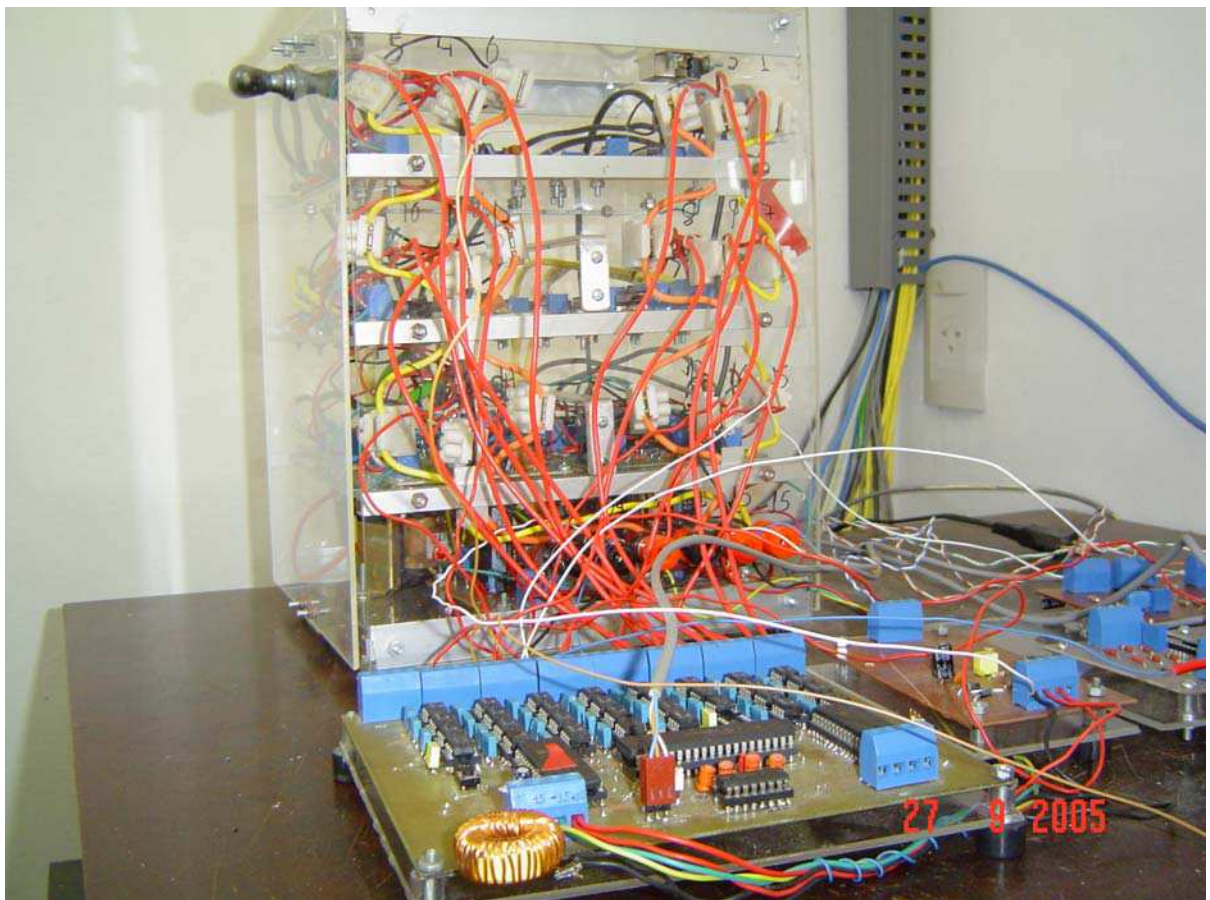


Figura 3.4 – Sistema de aquisição de dados.



Figura 3.5a – Sistema de pesagem do combustível diesel.

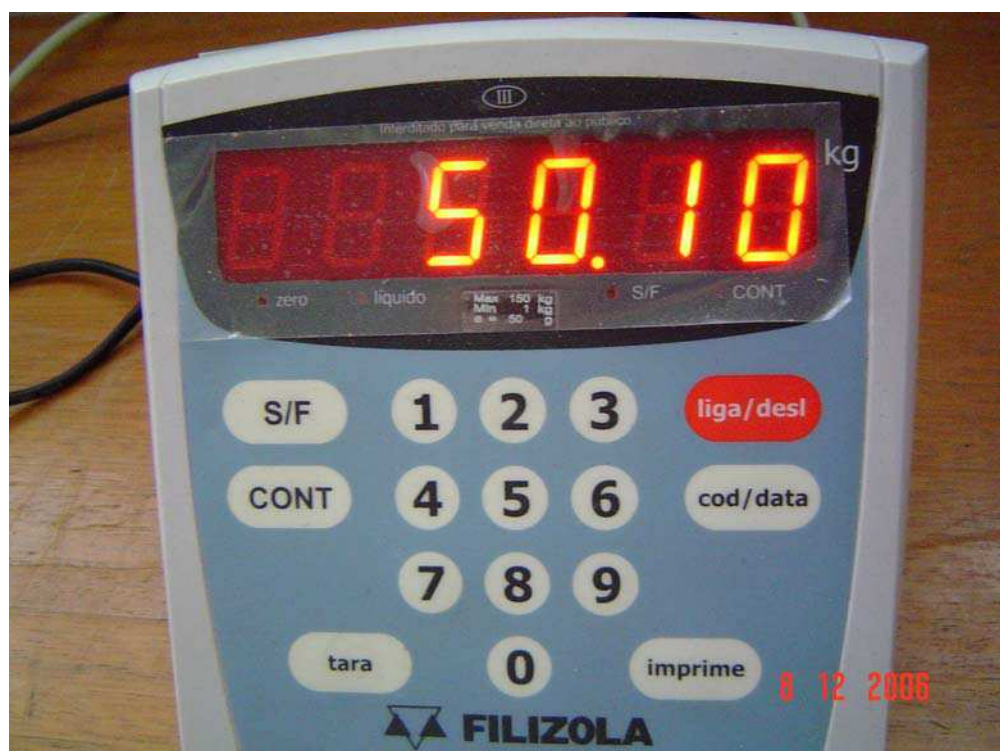


Figura 3.5b – Sistema de controle de pesagem do combustível diesel.



Figura 3.6 - Conjunto de medidores de vazão de óleo diesel.

3.2.1.5 Sistema de medição de temperatura e pressão no motor

Na Figura 3.7, vê-se a preparação do coletor de escapamento, o qual estava sendo perfurado para colocação de termopares. Na Figura 3.8, vê-se os termopares, indicados por setas, já instalados no coletor de escape do motor. Com estes termopares, é possível obter uma análise do comportamento da temperatura dos gases no escapamento, informações importantes para avaliar a mistura fresca introduzida no motor, desequilíbrio de distribuição de óleo diesel pela bomba injetora, desequilíbrio da mistura ar-gás. Os termopares usados foram de ferro-constantan com faixa de medição de 78 °C a 230 °C, utilizados para medições de temperaturas do ar de admissão, do óleo lubrificante, do combustível, da água de refrigeração do motor, e cromel-alumel com faixa de medição de -50 °C a 1300 °C, utilizados para medição da temperatura do escapamento. Todos os termopares têm precisão de 1 %.

Na Figura 3.9, tem-se um transdutor de pressão, marca Hytronic, modelo TP (piezoresistivo), já instalado e que opera nas faixas de pressão absoluta de 0 a 5×10^7 Pa, possuindo sinal de saída de 10 mV/V (TP) e temperatura do fluido variando de -40 °C à 135

°C (piezo). Foi usado para registrar as variações de pressão do ar na entrada do motor. Neste ponto também está instalado um termopar para registro da temperatura do ar de admissão. Na Figura 3.10, vê-se instalado um transdutor que está encarregado de monitorar a pressão do ar após a passagem pelo turbo - compressor. Vê-se também a instalação de termopar encarregado de registrar a temperatura do ar após o compressor e após o *aftercooler*.



Figura 3.7 – Perfuração do coletor de escape para receber os termopares.

Com a preocupação de manter a pressão de óleo lubrificante dentro de valores capazes de atender as necessidades de lubrificação do motor, foi instalado um transdutor de pressão na galeria de distribuição de lubrificante. As informações obtidas por este transdutor em conjunto com valores de temperatura do óleo, que está sendo obtida através de termopar instalado no cárter do motor, proporciona um acompanhamento satisfatório do sistema de lubrificação, não permitindo que o motor venha a sofrer danos causados pela falta de lubrificante. Nas Figuras 3.11 e 3.12 apresenta-se o local de instalação destes instrumentos.



Figura 3.8 – Termopares instalados no coletor de escapamento.



Figura 3.9 – Sensores de medição de pressão e temperatura do ar na entrada do motor.

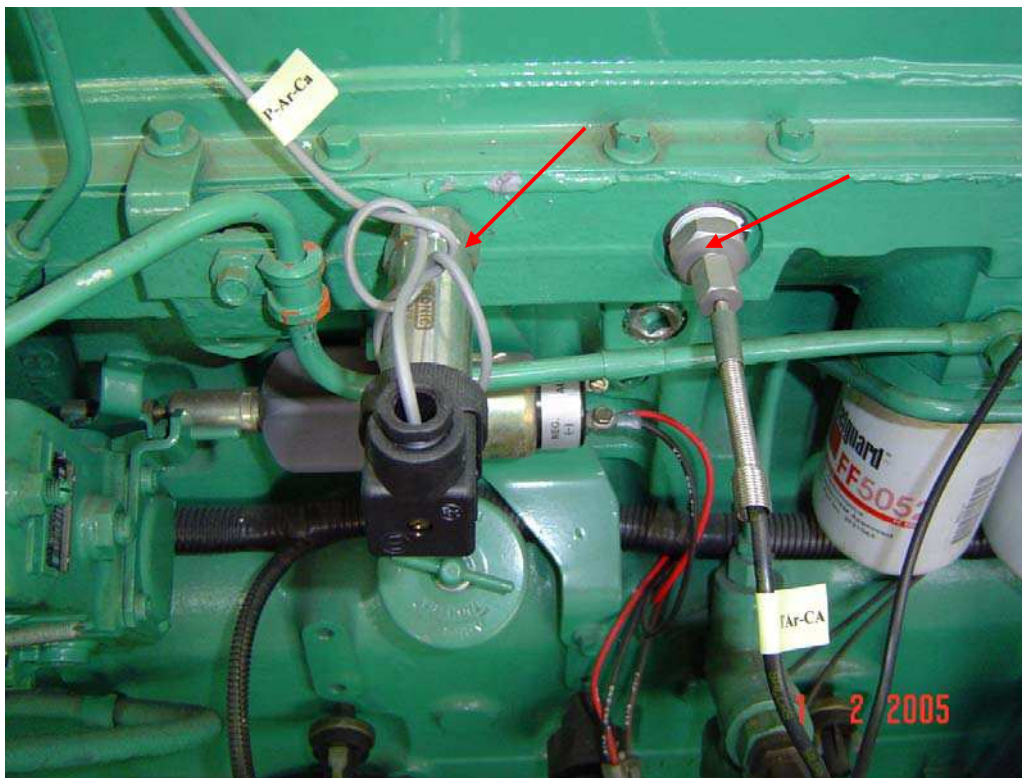


Figura 3.10 – Sensores de medição de pressão e temperatura após o turbo e *aftercooler*.



Figura 3.11 - Transdutor para medição da pressão do óleo lubrificante.

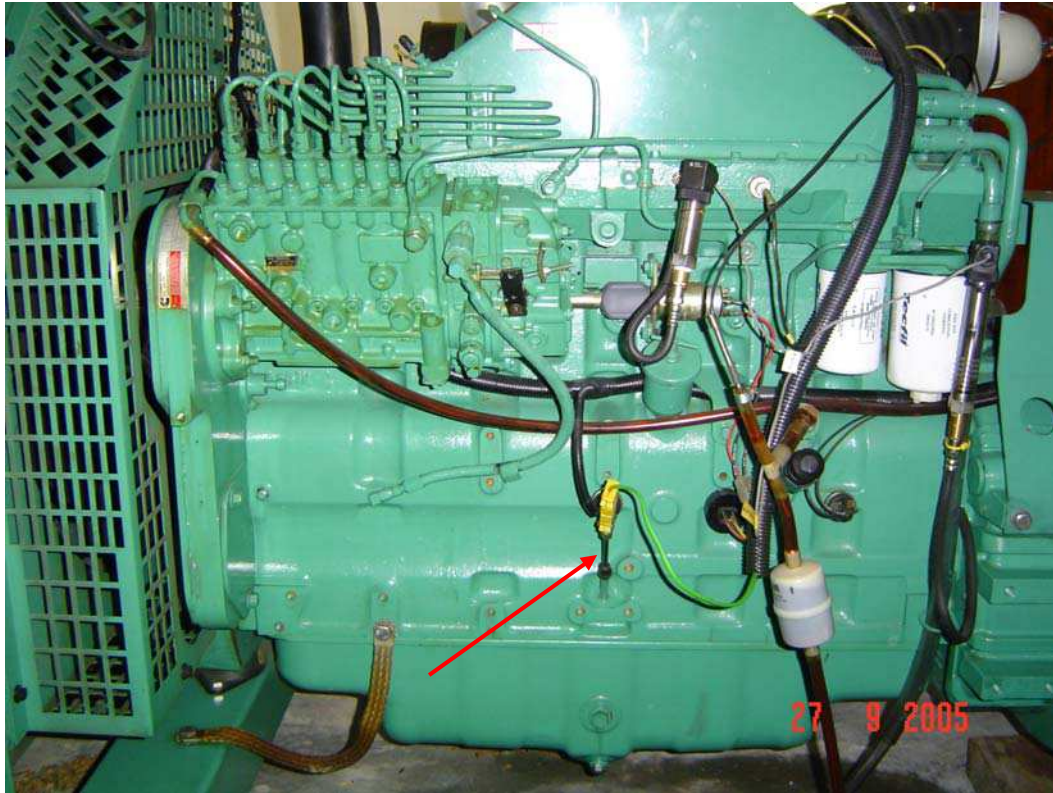


Figura 3.12 - Termopar instalado no cárter, para medição da temperatura do óleo.

Nas Figuras 3.13 e 3.14 ilustram-se os pontos de medição da temperatura da água na entrada e saída do motor. Esta medição possibilita um controle preciso sobre o sistema de arrefecimento do motor, não permitindo um superaquecimento do mesmo. Além disto, caso seja conhecida a vazão de água do sistema de refrigeração é possível calcular a quantidade de calor retirada pelo sistema. Na Figura 3.13, vê-se o ponto de medição da temperatura da água de saída, este se encontra logo após a válvula termostática, na saída para o radiador. Na Figura 3.14, vê-se o ponto de medição da temperatura da água na entrada no motor, na tubulação vinda do radiador.

Na Figura 3.15 vê-se a instalação de transdutores de pressão e termopares, os quais têm o objetivo de medir a pressão atmosférica local, e as temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido. De posse destes valores, é possível se fazer uma correção de valores de potência disponibilizada pela unidade e transferência de calor entre o motor e o ambiente externo, além das propriedades do ar na entrada do motor.



Figura 3.13 – Termopar instalado para medição da temperatura da água na saída do motor.



Figura 3.14 - Termopar instalado para medição da temperatura da água na entrada do motor.



Figura 3.15 – Sistema de medição da condição atmosférica local.

3.2.1.6 Sistema de análise dos gases de escape

Com o objetivo de se avaliar a emissão de poluentes do motor operando em condições previamente estabelecidas, foi adquirido um analisador de gases fabricado por *Kane International Limited*, modelo KM 9106, com as especificações mostradas na Tabela 3.5, juntamente com uma sonda para coleta de gases no sistema de descarga do motor, em tempo real. As Figuras 3.16 e 3.17, mostram a unidade de análise de gases de combustão e a unidade de programação e controle, respectivamente.



Figura 3.16 - Analisador de gases.



Figura 3.17 - Unidade de controle do analisador.

Na Figura 3.18, vê-se a sonda do analisador de gases instalada no escapamento do motor, onde os gases são captados para análise.



Figura 3.18 - Sonda do analisador de gases.

Para verificar se o analisador de gases estava apresentando resultados coerentes, compararam-se os resultados de CO e CO₂ com aqueles obtidos com outro analisador. A Figura 3.19 mostra os resultados de uma análise. Conforme pode ser visto, os resultados estão

bem próximos, indicando que as análises são confiáveis. Destaca-se que o equipamento conseguido de marca Confor, é utilizado de forma intensiva na análise de gases de escape de caldeira a óleo e lenha.



Figura 3.19 - Vista dos analisadores de gases.

Tabela 3.5 – Especificações técnicas do analisador de gases

Parâmetro	Escala	Resolução	Precisão
Temperatura	0 - 1170°C	1,0°C	+/- 2,0°C +/- 3% Valor Medido
CO	0 - 10.000 ppm	1 ppm	±20 ppm <400 ppm±5% da leitura <2000 ppm±10% da leitura >2000 ppm
CO ₂	0 - CO ₂ Máximo	0,1%	+/- 0,2%
NO	0 - 10.000 ppm	1 ppm	+/- 5 ppm < 100 ppm+/- 5% da leitura > 100 ppm
NO ₂	0 - 5.000 ppm	1 ppm	+/- 5 ppm < 100 ppm+/- 5% da leitura > 100 ppm
SO ₂	0 - 5.000 ppm	1 ppm	+/- 5 ppm < 100 ppm+/- 5% da leitura > 100 ppm
C _x H _y	0 - 5% LEL (Metano)	0,01%	<1%: ±0.05%>1%: ±5% da leitura
Pressão	0 - 150 mbar	0,1 mbar	+/- 0,05% fundo da escala
Perdas	0 - 99,9%	0,1%	+/- 1% da Leitura
Eficiência de Queima	0 - 99,9%	0,1%	+/- 1% da Leitura
Excesso de Ar	0 - 250%	0,1%	+/- 0,2%
Índice de Toxicidade	0 - 99,9%	0,1%	±5% da Leitura
Relação CO/CO ₂	0 - 99,9%	0,001%	±5% da Leitura
Oxigênio	0 - 25%	0,1%	0,1 / +/- 0,2%

3.2.1.7 Sistema de medição de vazão de ar

O medidor de vazão é do tipo turbina. Consiste em um corpo e um rotor, montado em seu interior, cuja velocidade angular é diretamente proporcional à velocidade do fluido em que está sendo medido. Um sensor de configuração magnética ou indutiva é montado no corpo do medidor de maneira a captar a passagem das aletas do rotor, gerando um trem de pulsos de característica senoidal. Estes pulsos são, na seqüência, enviados para uma unidade pré-amplificadora ou um conversor para que resultem em sinal de saída (pulsos quadrados) de alta impedância ou sinais analógicos.

Devido ao fato do medidor de vazão de ar ter sua capacidade máxima inferior a quantidade de ar aspirada pelo motor, acoplou-se uma tubulação de ar paralela aquela que contém o medidor de vazão de forma a suprir as necessidades do motor.

A capacidade de vazão do sistema auxiliar é idêntica àquela apresentada pela tubulação onde o medidor de vazão está instalado. Para isto, este sistema adicional (que contém uma válvula de regulação de vazão, tipo borboleta) foi calibrado com manômetros diferenciais e regulação da válvula de controle de fluxo, de forma que os resultados de perda de carga fossem idênticos nas duas linhas de aspiração de ar do motor. Um segundo ensaio de verificação da calibração foi feito com o uso do próprio medidor de vazão quando fechada a linha de ar auxiliar e o motor em baixo regime de carga; observou-se que esta medição era o dobro do valor medido com ambas as linhas abertas, o que comprova a calibração feita com o sistema de perda de carga.

A Tabela 3.6 a seguir, apresenta as características técnicas dos medidores de vazão, fornecidas pelo fabricante.

Tabela 3.6 - Especificações técnicas do medidor de vazão marca Nykon Dwyler, modelo mtg100f1seerfn / mrtb3.

Precisão para gases	1%
Repetibilidade	0,05%
Pressão máxima de operação	3×10^7 Pa
Temperatura máxima de operação	180°C
Vazão máxima de ar	735 m ³ /h
Vazão máxima de gás	44 m ³ /h

Na Figura 3.20 destaca-se o medidor de vazão de ar instalado na tubulação de entrada de ar do motor.

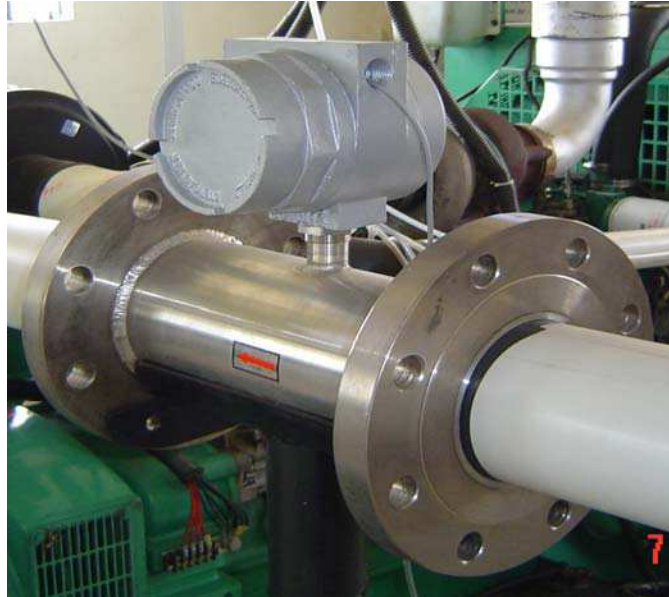


Figura 3.20 – Medidor de vazão de ar.

3.2.1.8 Sistema de medição da vazão do gás natural

Na Figura 3.21 observa-se a instalação do medidor de vazão de gás natural. Como se pode verificar é uma instalação simples, onde se utilizou medidor de vazão com as mesmas especificações do medidor de vazão de ar, mudando apenas a sua capacidade de vazão (Tabela 3.6). O medidor de vazão de gás está instalado na linha de alimentação de gás que vem do redutor de pressão, passando pelo kit gás até o motor.



Figura 3.21 - Medidor de vazão de gás natural.

3.2.1.9 Sistema para medição de potência no motor-gerador

Por tratar-se de uma unidade acoplada motor-gerador, para se obter a potência no eixo do motor, mede-se a potência elétrica no gerador. Para tanto, optou-se pela instalação de um banco de carga resistiva, da marca ALFA OHMIC, com capacidade de 150 kW, no sistema. A Figura 3.22 mostra o banco de carga instalado e ligado a unidade geradora.

3.2.1.10 Sistema de armazenagem de gás natural

O sistema de armazenagem de gás natural é composto por um conjunto de cilindros (total de 10). Este conjunto de cilindro tem uma capacidade máxima de 260 Nm³, que é suficiente para realização de um dia de experimento. Para novo experimento, o sistema deverá ser reabastecido. Na Figura 3.23, vê-se o conjunto de cilindros sobre um veículo e sua conexão através de tubo flexível, com a unidade redutora de pressão que se encontra instalada no interior da sala de ensaios, onde se encontra o motor. O sistema de redução de pressão é apresentado na Figura 3.24.



Figura 3.22 - Banco de carga de 150 kW.



Figura 3.23 – Sistema de armazenagem de gás.



Figura 3.24 – Sistema de redução de pressão.

Todo o sistema foi montado seguindo as normas de segurança especificadas para o armazenamento e distribuição de GNV (Gás Natural Veicular).

3.2.1.11 Unidade de controle de mistura ar-gás para o motor (kit gás)

Este sistema controla o fluxo de gás para o motor em função de parâmetros tais como: temperatura dos gases de escapamento e pressão no coletor de admissão. É constituído de uma

central eletrônica, que recebe as informações de temperatura e pressão e em função destas, envia sinal para a válvula controladora de fluxo, que dosa a mistura ar-gás natural fornecida ao motor. Na Figura 3.25 apresenta-se o sistema montado, onde se destaca a central eletrônica (1), e a válvula dosadora de gás natural (2).

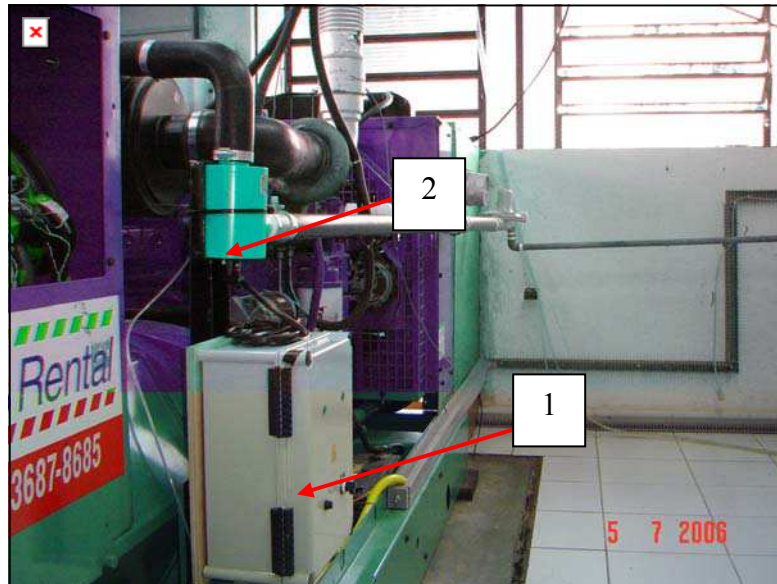


Figura 3.25 – Controle de mistura ar-gás para o motor (kit gás).

3.2.1.12 Procedimento experimental

a) Procedimento para início do experimento

Para dar início aos experimentos, foi realizada uma aferição dos termopares, fazendo-se a imersão dos mesmos em gelo (zero grau centígrado) e em água fervendo (cem graus centígrados). Os transdutores de pressão e os medidores de vazão possuem certificados de calibração. O sistema motor-gerador foi ligado e foram realizados os testes com o banco de carga.

b) Procedimento durante os testes

Todos os testes foram realizados no Laboratório de Geração Termoelétrica da Universidade Federal de Campina Grande, implantado a partir de um projeto de pesquisa entre as instituições: Universidade Federal de Campina Grande (Departamento de Engenharia Elétrica - DEE, Unidade Acadêmica de Engenharia Mecânica – UAEM), Geradora de Energia

Brasileira – GEBRA e o Consórcio - Brasympe, formada pela associação de capitais da SoEnergy – Sistemas Internacionais de Energia, grupo MPE e Petrobras Distribuidora (BR).

A Figura 3.26 mostra as instalações prediais do projeto. Para obtenção dos resultados liga-se o sistema de aquisição de dados e em seguida o conjunto motor gerador. A intervalos de 1,034 segundos são coletados dados de temperatura no sistema de escapamento do motor, do ar de admissão, do óleo lubrificante, do ar ambiente, da água na entrada e saída, do ar após a passagem pelo compressor, da pressão ambiente e após o compressor, da pressão do óleo lubrificante e de vazões para o ar, o gás e o óleo diesel na entrada do motor, bem como dados de emissão de CO, CO₂, NO, NO₂, C_xH_y (metano), O₂, eficiência da combustão e de excesso de ar.



Figura 3.26 – Laboratório de Termogeração da UFCG.

Durante a realização dos ensaios o motor é posto em funcionamento até atingir a temperatura de trabalho, a qual é identificada pela temperatura da água na saída do motor. Alcançada a estabilidade de funcionamento do motor, as medições são realizadas com uma variação de carga de 10 kW de potência, iniciando-se com uma carga de 10 kW e chegando-se finalmente a uma carga de 150 kW, capacidade máxima do banco de carga. Cada carga permaneceu constante por um período de 10 minutos (tempo definido após exaustivos testes).

Para obtenção das curvas padrões com o combustível diesel, o motor foi colocado em funcionamento utilizando apenas o combustível diesel. Todos os dados relativos ao ensaio foram armazenados e posteriormente analisados, com o objetivo de se verificar as condições de funcionamento, temperaturas do motor, pressões, consumo e análise dos gases de escapamento.

Para os ensaios do motor trabalhando com os combustíveis diesel e gás natural, adotou-se a mesma metodologia de quando o motor trabalhou com apenas diesel. Com relação as condições de fornecimento de gás natural para o motor, estabeleceu-se que nos primeiros ensaios o fornecimento de gás natural seria controlado pelo operador do sistema, através de comando pelo sistema computacional gerando uma curva característica de vazão de gás. Estabelecidos os parâmetros limites de vazão para cada condição de carga, o sistema de controle de gás (kit) passou a assumir o controle da vazão de gás natural.

Foram realizados um total de 485 experimentos. Destes selecionou-se 45, sendo 15 referentes a condição de diesel puro, 15 referentes a condição de mistura diesel gás com menor taxa de substituição obtida, e 15 referentes a condição de maior taxa de substituição. Todos os dados experimentais estão reportados nos Apêndices B1, C1 e D1. Também são apresentados nos Apêndices B2, C2 e D2, os valores das medições de emissões realizadas com o analisador de gases.

Ao falar-se menor taxa de substituição, isto se refere a um conjunto de medições que foram realizadas com o intuito de se promover uma comparação entre estes dados e os dados referentes a maior taxa de substituição obtida.

3.2.2 Modelagem matemática

3.2.2.1 Considerações sobre o problema analisado

Para a análise considere a Figura 3.27, onde se apresenta um motor de forma esquemática. Considerou-se que o combustível entra no motor operando em regime permanente com uma vazão mássica de \dot{m}_c e é misturado com uma quantidade de ar \dot{m}_a . Tanto o ar quanto o combustível tem variações de energia cinética e potencial desprezíveis. O combustível entra no motor à temperatura T_c e à pressão P_c , enquanto o ar entra no motor com

a temperatura T_a e à pressão P_a . A mistura queima completamente e os produtos da combustão deixam o motor à temperatura T_p e à pressão P_p com o fluxo de massa \dot{m}_f . O motor desenvolve uma potência \dot{W} e transfere um a quantidade de calor \dot{Q} para o ambiente. Todas as trocas de energia entre o óleo e a água com a carcaça do motor e o ar com o turbo-compressor e cooler, estão contidas internamente ao volume de controle que envolve o motor, e, portanto seus efeitos estão contidos no \dot{Q} .

3.2.2.2 A mistura ar-combustível

Para determinar a razão ar-combustível (AC), considere a seguinte equação da combustão completa de dois hidrocarbonetos C_nH_{2n+2} e C_mH_{2m+2} , com α e β moles, respectivamente, e com a de ar teórico. Nesta análise supõe-se o N_2 inerte e o ar totalmente seco (umidade absoluta = 0 kg de água / kg de ar seco). Sendo assim, tem-se:

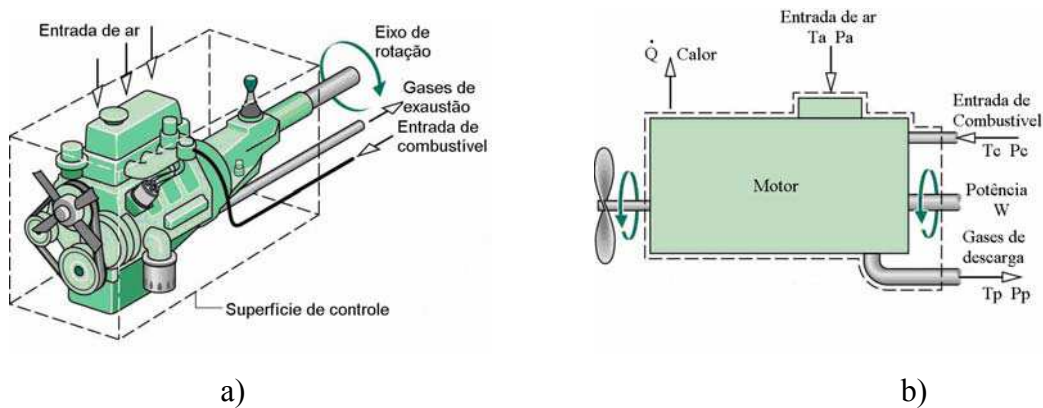
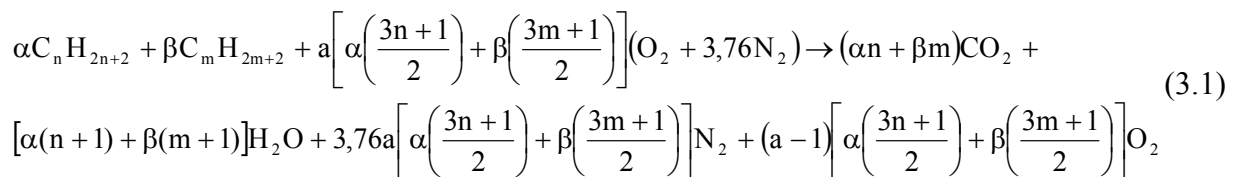


Figura 3.27 - Esquema do motor analisado. Fonte: Moran e Shapiro, (2000).



A razão ar-combustível em base mássica é dada por:

$$AC = \overline{AC} \frac{M_{ar}}{M_c} \quad (3.2)$$

onde M_{ar} é a massa molecular do ar, M_c é a massa molecular do combustível e \overline{AC} é a razão ar-combustível na base molar. \overline{AC} representa o número de moles do ar dividido pelo número de moles do combustível. Em geral, a relação ar-combustível para um motor que está

operando com diesel é: $18 \leq AC \leq 70$ (Heywood, 1988). No apêndice A, encontra-se detalhamento da determinação desta grandeza.

3.2.2.3 - Análise energética e exergética de um motor de combustão interna operando com misturas de diesel e gás natural

➤ Equação para a massa (balanço estequiométrico)

O volume de controle é um volume no espaço de interesse para um estudo ou análise particular. A superfície envolvente desse volume de controle é chamada superfície de controle, sendo sempre uma superfície fechada. O tamanho e a forma do volume de controle são completamente arbitrários e são definidos de modo que sejam os mais convenientes para a análise a ser feita. A superfície pode se fixa, pode se mover ou se expandir. Entretanto esta superfície deve ser determinada em relação a algum sistema de coordenadas. Em algumas análises é interessante considerar-se um sistema de coordenadas em rotação ou movimento e descrever-se a posição da superfície de controle em relação a tal sistema de coordenadas.

A massa, bem como o calor e trabalho, podem atravessar a superfície de controle, e a massa contida no volume de controle, bem como suas propriedades, podem variar no tempo. Neste caso, a lei da conservação da massa relacionada a um volume de controle em regime permanente, pode ser escrita como segue:

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s \quad (3.3a)$$

que pode ser escrita para um motor dual que funciona com diesel e gás, como:

$$\dot{m}_d + \dot{m}_g + \dot{m}_{ar} = \dot{m}_p \quad (3.3b)$$

ou ainda em termos do número de moles:

$$\sum_i M_e \dot{n}_e = \sum_i M_s \dot{n}_s \quad (3.3c)$$

Partindo-se da equação (3.3b), e após algumas manipulações algébricas chega-se a seguinte equação química:

$$n_d (y_{C_{12}H_{26}} C_{12}H_{26} + y_s S)_d + n_g (y_{CH_4} CH_4 + y_{C_2H_6} C_2H_6 + y_{C_3H_8} C_3H_8 + y_{C_4H_{10}} C_4H_{10} + y_{N_2} N_2 + y_{CO_2} CO_2 + y_{O_2} O_2)_g + n_{O_2} (O_2 + 3,76N_2 + 7,655wH_2O) = n_{ps} (y_{CO_2} CO_2 + y_{CO} CO + y_{N_2} N_2 + y_{NO_2} NO_2 + y_{SO_2} SO_2 + y_{CH_4} CH_4 + y_{O_2} O_2)_p + n_{H_2O} H_2O \quad (3.4)$$

onde n_d , n_g , n_{O_2} , n_{ps} e n_{H_2O} são os números de moles do diesel, gás, oxigênio, produtos secos e vapor de água.

A composição química dos combustíveis (frações molares) usados neste trabalho está reportada nas Tabelas 3.2 e 3.3. Os combustíveis são queimados fornecendo produtos de combustão cuja composição a seco em base molar é obtida pelo analisador de gases (y_{CO_2} , y_{CO} , y_{NO} , y_{NO_2} , y_{O_2} , y_{CH_4} e y_{SO_2}). A fração molar do N_2 (y_{N_2}) foi obtida por diferença

$$\left(1 - \sum_{i=7}^7 y_i \right).$$

Na equação (3.4), n_{ps} e n_g foram calculados a partir dos fluxos mássicos do diesel e gás, determinados a partir da vazão volumétrica destes combustíveis, obtidos experimentalmente.

O número de moles de um componente ou mistura é dado por:

$$n = \frac{m}{M} \quad (3.5)$$

Para uma substância (ou mistura) constituída de vários componentes, a massa molecular é dada por:

$$M = \sum_i y_i M_i \quad (3.6)$$

onde y_i e M_i são as frações molares e massa molecular de cada componente da mistura.

A umidade absoluta relaciona-se com a umidade relativa do ar como segue:

$$w = 0,622 \left[\frac{\phi P_{vs}}{P - \phi P_{vs}} \right] \quad (3.7)$$

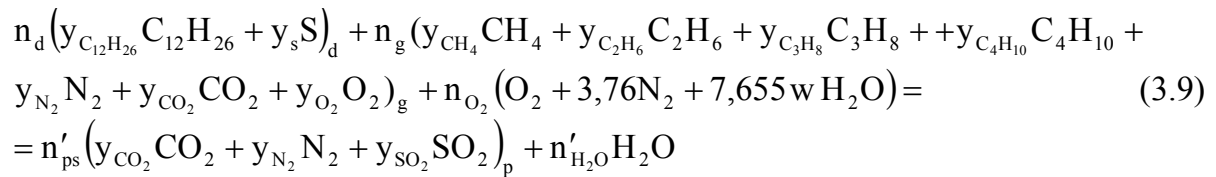
onde P_{vs} é a pressão de vapor saturado a uma dada temperatura (que pode ser obtida através de equações matemáticas ou de tabelas termodinâmicas, reportada na literatura), e ϕ é a umidade relativa.

Os demais parâmetros contidos na equação (3.4) são obtidos realizando-se o balanço de massa entre os reagentes e produtos.

Neste trabalho a razão/combustível foi determinada como segue:

$$AC = \frac{\dot{m}_{ar}}{\dot{m}_c} \quad (3.8)$$

Para se ter conhecimento do excesso de ar, considera-se a equação para a combustão completa da mistura combustível com a quantidade de ar teórica, como segue:



Partindo-se da equação (3.9) balanceada, determina-se \overline{AC}' e relacionando-se com \overline{AC} obtido da equação (3.4) balanceada, obtem-se o excesso de ar como segue:

$$\% \text{ excessode ar} = \left[\frac{\overline{AC}}{\overline{AC}'} - 1 \right] \times 100 \quad (3.10)$$

Já que a água é formada na queima dos combustíveis hidrocarbonados, a fração molar do vapor d'água nos produtos gasosos da combustão pode ser significativa. Se os produtos gasosos da combustão forem resfriados a uma pressão de mistura constante, a temperatura de ponto de orvalho pode ser atingida quando a água começa a se condensar. Como a água depositada no coletor de descarga, silencioso e outras partes metálicas pode causar corrosão, o conhecimento da temperatura de ponto de orvalho é importante. Desse modo, de acordo com a equação química balanceada, a fração molar do vapor d'água, y_{vp} é:

$$y_{vp} = \frac{n_{H_2O}}{n_{ps} \left(\sum_j y_j \right)_{\text{Produtos secos}} + n_{H_2O}} = \frac{n_{H_2O}}{n_p} \quad \text{onde } n_p \text{ é o número de moles total} \quad (3.11)$$

Por outro lado, a pressão parcial do vapor d'água nos produtos da combustão é dada por:

$$P_{vp} = y_{vp} P_p \quad (3.12)$$

Daí, conhecendo-se P_{vp} , obtém-se t_p a partir das tabelas termodinâmicas. A temperatura t_p é a temperatura de saturação a uma pressão P_{vp} , que também é a temperatura de ponto de orvalho.

➤ Equação da energia

De acordo com a equação (2.12), o balanço de energia para o sistema reagente em regime permanente quando a energia cinética e potencial são desprezíveis, é da forma:

$$\dot{Q}_{vc} + \sum \dot{m}_e h_e = \sum \dot{m}_s h_s + \dot{W}_{vc} \quad (3.13a)$$

que pode ser escrita para o motor dual como:

$$\dot{Q} + \dot{H}_d + \dot{H}_g + \dot{H}_{ar\ úmido} = \dot{H}_p + \dot{W} \quad (3.13b)$$

onde $\dot{H} = \dot{m}h$.

Combinando-se as equações (2.6) e (3.13), obtém-se as entalpias expressas por mol de combustível, e o balanço de energia toma a forma.

$$\dot{Q} + \dot{n}_d \left(\sum y_i M_i h_i \right)_d + \dot{n}_g \left(\sum y_i M_i h_i \right)_g + \left(\sum y_i M_i h_i \right)_{ar\ úmido} = \dot{n}_p \left(\sum y_i M_i h_i \right)_{produtos\ secos} + \left(\sum y_i M_i h_i \right)_{vapor\ de\ água} + \dot{W} \quad (3.14)$$

Numa forma mais detalhada, a equação (3.14) será:

$$\begin{aligned} & \dot{Q} + \dot{n}_d (y_{C_{12}H_{26}} M_{C_{12}H_{26}} h_{C_{12}H_{26}} + y_s M_s h_s)_{diesel} + \dot{n}_g (y_{CH_4} M_{CH_4} h_{CH_4} + \\ & + y_{C_2H_6} M_{C_2H_6} h_{C_2H_6} + y_{C_3H_8} M_{C_3H_8} h_{C_3H_8} + y_{C_4H_{10}} M_{C_4H_{10}} h_{C_4H_{10}} + \\ & + y_{N_2} M_{N_2} h_{N_2} + y_{CO_2} M_{CO_2} h_{CO_2} + y_{O_2} M_{O_2} h_{O_2})_{gás} + \\ & + \dot{n}_{O_2} (M_{O_2} h_{O_2} + 3,76 M_{N_2} h_{N_2} + 7,655 w M_{H_2O} h_{H_2O})_{arúmido} = \\ & = \dot{n}_p (y_{CO_2} M_{CO_2} h_{CO_2} + y_{CO} M_{CO} h_{CO} + y_{N_2} M_{N_2} h_{N_2} + \\ & + y_{NO} M_{NO} h_{NO} + y_{NO_2} M_{NO_2} h_{NO_2} + y_{SO_2} M_{SO_2} h_{SO_2} + y_{CH_4} M_{CH_4} h_{CH_4} + \\ & + y_{O_2} M_{O_2} h_{O_2})_{produtos\ secos} + \left(\dot{n}_{H_2O} M_{H_2O} h_{H_2O} \right)_{Vapor\ d'água} + \dot{W} \end{aligned} \quad (3.15)$$

Na base molar pode-se escrever a equação (3.15) como segue:

$$\begin{aligned} & \dot{Q} + \dot{n}_d \left(\sum_{i=1}^{\dot{i}} y_i \bar{h}_i \right)_d + \dot{n}_g \left(\sum_{j=1}^{\dot{j}} y_j \bar{h}_j \right)_g + \dot{n}_{O_2} [\bar{h}_{O_2} + 3,76 \bar{h}_{N_2} + 7,655 w \bar{h}_{H_2O}] = \\ & \dot{n}_p \left(\sum_{k=1}^{\dot{k}} y_k \bar{h}_k \right)_{Produtos\ secos} + \dot{n}_{H_2O} \bar{h}_{H_2O} + \dot{W} \end{aligned} \quad (3.16)$$

A entalpia específica de um composto em um estado que não o estado padrão é

determinada pela variação de entalpia específica $\Delta \bar{h}$ entre o estado padrão e o estado de interesse mais a entalpia de formação como dado mais abaixo pela equação (3.17).

$$\bar{h} = \bar{h}_f^\circ + \Delta \bar{h} \quad (3.17)$$

Nesta equação, a entalpia \bar{h}_f° está associada com a formação do composto a partir de seus elementos e $\Delta \bar{h}$ está relacionada a uma variação de estado em uma composição constante. No Apêndice E, apresenta-se uma estimativa da entalpia de formação do $C_{12}H_{26}$.

A entalpia de formação é obtida a partir de tabelas termodinâmicas ou softwares apropriados, já $\Delta \bar{h}$ pode ser determinado a partir das entalpias dos componentes obtidas diretamente das tabelas ou softwares ou da definição de calor específico como segue:

$$\Delta \bar{h} = \int_{T_{ref}}^T \bar{c}_p \Delta T \quad (3.18)$$

onde $\bar{c}_p = Mc_p$.

As seguintes equações para o calor específico à pressão constante de vários gases perfeitos são conhecidos (Van Wyley e Sonntag, 1976; Incropera e DeWitt, 2002 e Naterer, 2003).

N_2	$\bar{c}_p = 39,060 - 512,790^{-1,5} + 1072,70^{-2} - 820,400^{-3}$	kJ/kmol K
O_2	$\bar{c}_p = 37,432 + 0,020100^{1,5} - 178,570^{-1,5} + 236,880^{-2}$	kJ/kmol K
CO	$\bar{c}_p = 69,145 - 0,704630^{0,75} - 200,770^{-0,5} + 176,760^{-0,75}$	kJ/kmol K
H_2O	$\bar{c}_p = 143,05 - 183,540^{0,25} + 82,7510^{0,5} - 3,69890$	kJ/kmol K
CO_2	$\bar{c}_p = -3,7357 + 30,5290^{0,5} - 4,10340 + 0,0241980^2$	kJ/kmol K
CH_4	$\bar{c}_p = -672,87 + 439,740^{0,25} - 24,8750^{0,75} + 323,880^{-0,5}$	kJ/kmol K
C_2H_6	$\bar{c}_p = -6,895 + 17,260 - 0,64020^2 + 0,007280^3$	kJ/kmol K
C_3H_8	$\bar{c}_p = -4,042 + 30,460 - 1,5710^2 + 0,031170^3$	kJ/kmol K
C_4H_{10}	$\bar{c}_p = 3,954 + 37,120 - 1,8330^2 + 0,034980^3$	kJ/kmol K
NO	$\bar{c}_p = 59,283 - 1,70960^{0,5} - 70,6130^{-0,5} + 74,8890^{-1,5}$	kJ/kmol K
NO_2	$\bar{c}_p = 46,045 + 216,100^{-0,5} - 363,660^{-0,75} + 232,55000^{-2}$	kJ/kmol K
$C_{12}H_{26}$	$c_p = 2,21 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \Rightarrow \bar{c}_p = c_p M_{C_{12}H_{26}} = 2,21 \times 170,328 = 373,42$	kJ/kmol K
S	$c_p = 0,708 \text{ kJ/kJ}^\circ\text{C} \Rightarrow \bar{c}_p = c_p M_s = 22,65$	kJ/kmol K
SO_2	$\bar{c}_p = (3,267 + \frac{5,324}{10^3} T + \frac{0,685}{10^6} T^2 - \frac{5,281}{10^9} T^3 + \frac{2,559}{10^{12}} T^4) R$	

onde $R = 8,314 \text{ kJ/kmolK}$ e θ é $T/100$.

A Tabela 3.7 apresenta os valores da entalpia de formação dos reagentes e produtos.

Tabela 3.7 – Entalpia de formação de vários componentes

Componente	Entalpia de formação \bar{h}_f° (kJ/kmol)
CH ₄	-74850
C ₂ H ₆	-84680
C ₃ H ₈	-103850
C ₄ H ₁₀	-126150
C ₁₂ H ₂₆	-352540
CO	-110530
CO ₂	-393520
H ₂ O(g)	-241820
N ₂	0
O ₂	0
S	0
NO	90592
NO ₂	33723
SO ₂	-296922

Fonte: Moran e Shapiro (2000), Van Wylen e Sontag (1993), Kotas (1985)

A eficiência energética do motor em análise é obtida como segue:

$$\eta_t = \frac{\dot{W}}{\dot{n}_d \left[\sum_{i=1}^{\hat{n}} (y_i M_i \text{PCI}_i) \right]_d + \dot{n}_g \left[\sum_{j=1}^{\hat{m}} (y_j M_j \text{PCI}_j) \right]_g} \quad (3.19)$$

A eficiência de um processo de combustão é definida como a razão entre a quantidade de calor liberada durante a combustão e o poder calorífico do combustível queimado. Ela é dada por:

$$\eta_c = \frac{|\dot{Q}| + |\dot{W}|}{\dot{n}_d \left[\sum_{i=1}^{\hat{i}} (y_i M_i \text{PCI}_i) \right]_d + \dot{n}_g \left[\sum_{j=1}^{\hat{j}} (y_j M_j \text{PCI}_j) \right]_g} \quad (3.20)$$

O poder calorífico inferior dos combustíveis utilizados (diesel e gás natural) foi determinado por:

$$\text{PCI}_{\text{gás ou diesel}} = \left(\frac{\sum_{i=1}^{\hat{i}} y_i \text{PCI}_i}{\sum_{i=1}^{\hat{i}} y_i} \right) \quad (3.21)$$

onde o índice i refere-se ao componente do combustível (gás ou diesel) e \hat{n} o número de componentes. A Tabela 3.8 apresenta os valores dos PCIs de vários componentes presentes nos combustíveis.

Tabela 3.8 – Poder calorífico inferior de alguns componentes a 25°C e 1 atm.

Componente	PCI (kJ/kg)
CH ₄	50020,00
C ₂ H ₆	47480,00
C ₃ H ₈	46360,00
C ₄ H ₁₀	45720,00
C ₁₂ H ₂₆	44143,18
CO ₂	0
N ₂	0
O ₂	0
S	9259,00

Fonte: Moran e Shapiro (2000), Kotas (1985)

➤ Equações da exergia

Em muitas aplicações, o meio de trabalho consiste de uma mistura de gases ideais, por exemplo, combustíveis gasosos, produtos da combustão, etc. Quando um combustível hidrocarbonado C_aH_b ou outra substância é um componente de uma mistura de gases ideais no estado padrão (T₀, P₀) e o coeficiente de atividade igual a unidade, o combustível hidrocarbonado ou substância está no estado (T₀, y_i P₀). Neste caso, a exergia química do combustível ou substância é dada por:

$$\bar{x}_i^{qui}(T_{0i}, y_i P_0) = \bar{x}_i(T_0, P_0) + \bar{R}T_0 \ln(\mu_i y_i) \quad \text{com } \mu_i = 1 \quad (3.22)$$

onde y_i é a fração molar do componente i de combustível hidrocarbonado na mistura.

Para uma ampla gama de aplicações de engenharia, a conveniência de utilizar valores padronizados, geralmente compensa a pequena falta de precisão que tal procedimento pode trazer. Particularmente, o efeito de pequenas variações nos valores de T₀, P₀ em torno de seus valores padrões podem ser desprezadas.

Para o diesel (duodecano e enxofre) considerou-se:

$$\bar{X}_i^{\text{qui}} = \bar{X}_i^{\circ} \quad (3.23)$$

A Tabela 3.9 apresenta os valores da exergia química para cada um dos componentes do gás natural e diesel, bem como dos gases de exaustão.

Nas condições ambientais, a exergia termodinâmica é nula. Então, a exergia total para um combustível é justamente a exergia química dada por:

$$X_{\text{dieselou gás}}^{\text{qui}} = \frac{\bar{X}_{\text{dieselou gás}}^{\text{qui}}}{M_{\text{dieselou gás}}} = \left[\sum_{i=1}^n y_i \bar{X}_i^{\text{qui}} \right]_{\text{dieselou gás}} \quad (3.24)$$

Tabela 3.9 – Exergia química padrão dos componentes dos combustíveis e gases de exaustão a $T_0=298$ K e $P_0=1$ atm

Componente	Exergia química padrão \bar{x}° (kJ/kmol)
CH ₄	836510
C ₂ H ₆	1504360
C ₃ H ₈	2163190
C ₄ H ₁₀	2818930
N ₂	720
CO ₂	20140
O ₂	3970
C ₁₂ H ₂₆	8059340
S	598850
CO	275430
NO	89040
NO ₂	56220
SO ₂	303500
H ₂ O	3120

Fonte: Kotas (1985)

O desempenho de dispositivos, cujo propósito é a realização de trabalho, pode ser avaliado como a razão do trabalho real desenvolvido pelo trabalho máximo teórico. Esta razão é um tipo de eficiência exergetica (eficiência pela Segunda Lei da Termodinâmica). A relativamente baixa eficiência exergetica apresentada por muitos dispositivos produtores de potência, sugere a possibilidade de maneiras termodinamicamente mais econômicas da utilização de combustível para a produção de potência. No entanto, esforços nesta direção

devem ser abrandados por imperativos econômicos que governam as aplicações práticas de todos os dispositivos. O compromisso entre redução do consumo de combustível e custos adicionais necessários para atingir tais reduções devem ser cuidadosamente pensados.

Para obtenção da eficiência exergética de um motor, um balanço de exergia deve ser utilizado. Em regime permanente, a taxa pela qual a exergia entra no motor é igual à taxa pela qual a exergia sai acrescentada da taxa pela qual a exergia é destruída no interior do motor. O ar para combustão entra na condição ambiente, e conseqüentemente com um valor nulo de exergia; apenas o combustível fornece exergia ao motor. A exergia sai do motor acompanhando o calor e o trabalho, e com os gases da combustão. Se a potência do motor é tomada como o produto do motor e se as transferências de calor juntamente com os gases produzidos na saída são vistos como perdas, uma expressão para a eficiência exergética, ε , que mede o quanto de exergia na entrada do motor é convertida em produtos é da forma:

$$\varepsilon = \frac{\dot{W}_{vc}}{\dot{X}_c} \quad (3.25)$$

onde \dot{X}_c significa a taxa pela qual a exergia entra com o combustível e é dada por:

$$\dot{X}_c = \dot{n}_d \left(\sum_{i=1}^{\dot{i}} y_i \bar{x}_i \right)_d + \dot{n}_g \left(\sum_{j=1}^{\dot{j}} y_j \bar{x}_j \right)_g \quad (3.26)$$

Dispositivos projetados para realizar trabalho utilizando um processo de combustão como motor de combustão interna, invariavelmente possuem irreversibilidades e perdas associadas as suas operações. Conseqüentemente, dispositivos reais produzem trabalho que é apenas uma fração do valor máximo teórico que poderia ser obtido em circunstâncias idealizadas.

Para determinação da exergia química dos gases de exaustão, utilizam-se as equações 3.22 e 3.24, e a fração molar dos componentes obtidos experimentalmente.

As exergias química, térmica e total dos gases de exaustão, exergia do calor e exergia destruída são dadas por:

$$\dot{X}_{quim} = \dot{n}_p \sum_{i=1}^{\dot{i}} y_i \bar{x}_i + \dot{n}_{H_2O} \bar{x}_{H_2O}^{quim} \quad (3.27)$$

$$\dot{X}_{\text{Term}} = \dot{n}_p \sum_{k=1}^{\hat{k}} y_k M_k [(h_{\hat{k}} - h_{k0}) - T_0 (s_{\hat{k}} - s_{k0})] + \dot{n}_{\text{H}_2\text{O}} [(h_{\text{H}_2\text{O}} - h_{\text{H}_2\text{O}_0}) - T_0 (s_{\text{H}_2\text{O}} - s_{\text{H}_2\text{O}_0})] \quad (3.28)$$

$$\dot{X}_{\text{gases}} = \dot{X}_{\text{term}} + \dot{X}_{\text{quim}} \quad (3.28)$$

$$\dot{X}_{\text{calor}} = (1 - \frac{T_0}{T_m}) \dot{Q} \quad (3.29)$$

$$\dot{X}_{\text{trabalho}} = \dot{W} \quad (3.30)$$

$$\dot{X}_{\text{destruída}} = \dot{X}_{\text{total}} - \dot{X}_{\text{gases}} - \dot{X}_{\text{trabalho}} - \dot{X}_{\text{calor}} \quad (3.31)$$

Nestas equações as entropias são obtidas na pressão parcial de cada um dos componentes na mistura. Considerou-se ainda $T_m = 313,15 \text{ K}$.

➤ Equações para emissão de poluentes

A taxa de emissão de poluentes por unidade de potência gerada é dada por:

$$\text{Taxa de emissão}[i] = \frac{\hat{y}_i \dot{m}_p}{\dot{W}} \quad (\text{g / kWh}) \quad (3.32)$$

onde $\dot{m}_p = (\dot{m}_{\text{ar}} + \dot{m}_{\text{g}} + \dot{m}_{\text{d}})$ é a massa dos produtos da combustão e \hat{y}_i é a fração molar do componente i em base mássica.

Para obter-se \hat{y}_i em base mássica, utilizou-se a seguinte equação:

$$\hat{y}_i = \frac{y_i M_i}{\sum_{i=1}^n y_i M_i} \quad (3.33)$$

onde y_i é a fração molar do componente i .

Definido o modelo e para otimizar o processo de análise, foi desenvolvido um código computacional no ambiente EES, para simular os efeitos de várias variáveis de entrada, tais como fluxos mássicos de combustível e ar, e potência produzida, no desempenho do motor e perda de calor para a vizinhança.

A Figura 3.28 a seguir, apresenta um algoritmo do código matemático desenvolvido.

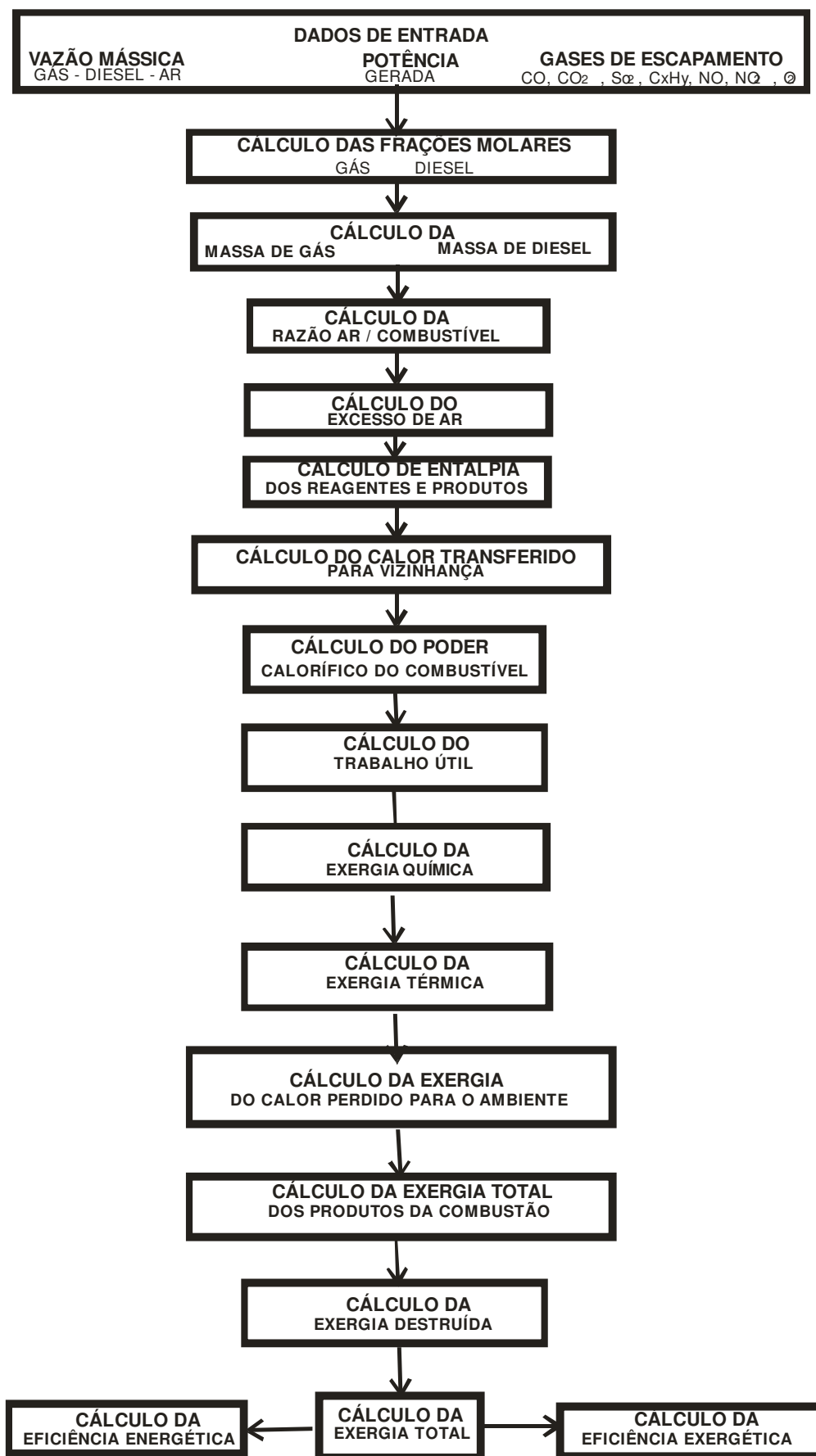


Figura 3.28 - Algoritmo do código computacional desenvolvido.

CAPITULO 4

RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 Resultados experimentais

As emissões provenientes da combustão em motores diesel como NO_x , particulados e SO_2 , influenciam significativamente a poluição do ar e as condições de vida das pessoas. Devido a isto, investigações experimentais para quantificar a performance e emissões de motores diesel são sempre relevantes. Estas investigações, além de serem complexas, consomem muito tempo e apresentam um custo elevado. Contudo, apesar das desvantagens, ainda é a melhor alternativa se comparada com os resultados obtidos usando modelos matemáticos sofisticados (Arcaklioglu e Çelikten, 2005). Neste sentido, resultados medidos de emissões, consumo de combustível e ar, performance, temperatura e pressão para o motor operando apenas com diesel somente e no modo dual, são apresentados e discutidos.

A densidade do óleo diesel medida em laboratório foi de 0,842 kg/L. Maiores detalhes podem ser vistos no Apêndice G, Tabela G1.

4.1.1 Motor operando com diesel puro

A Figura 4.1 apresenta o resultado de duas medições de consumo específico de combustível do motor operando com diesel puro (teste padrão) em função da potência gerada e sua comparação com dados do fabricante. As medições foram realizadas em dias diferentes e com tempo para atingir o regime permanente do motor (t_{rp}), também diferente. As demais condições de operação foram mantidas.

Como se pode observar, os resultados apresentam uma aproximação muito boa, o que possibilita uma confiabilidade do sistema de medição de consumo de combustível, demonstrando que o equipamento e os sensores estão bem instalados, que a influência das condições de operação (altitude, temperatura ambiente e umidade relativa) são minimizadas, e que o procedimento experimental está adequado.

Percebe-se que para baixas potências tem-se um elevado consumo tendendo a se estabilizar em torno de 230 g/kWh para potência acima de 100 kW, indicando ser o melhor ponto de operação do motor. O consumo específico foi calculado dividindo-se o consumo horário pela potência desenvolvida naquela condição de teste. A potência listada no eixo horizontal corresponde a potência elétrica estabelecida no banco de carga, portanto, inclui as perdas provenientes do gerador elétrico e acoplamento mecânico.

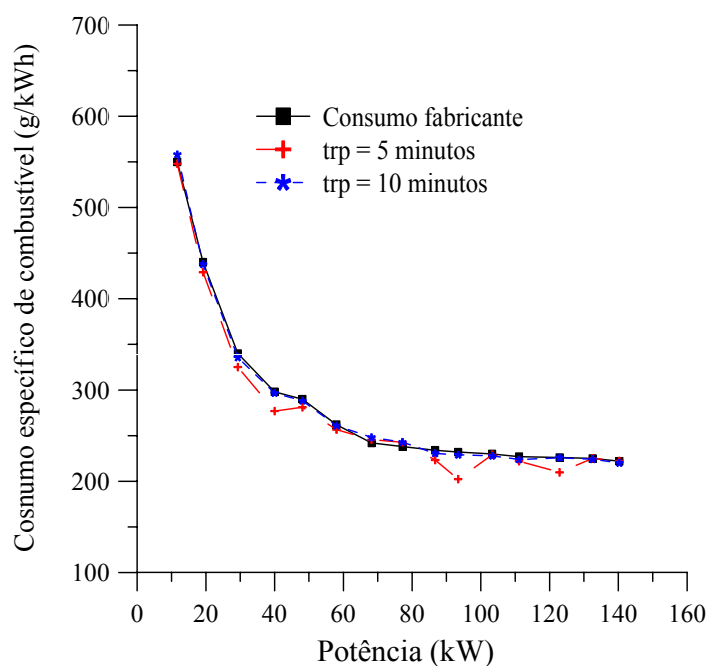


Figura 4.1 – Comportamento do consumo específico em função da carga.

Mansour et al. (2001) testando um motor diesel marca Dentz FL8413F, de 8 cilindros, com sistema de combustão com injeção direta com rotação máxima de 2500 rpm e potência de 170 kW, verificaram um consumo específico de ≈ 247 g/kWh, quando operando com diesel puro a 1800 rpm na potência de 140 kW.

Um resultado de aproximadamente 240 g/kWh, para o consumo específico foi reportado por Ajav et al. (1998) ao estudarem a performance de um motor diesel marca TV110, com 10 HP de potência e 1500 rpm à plena carga. Neste caso o motor operou com diesel puro.

4.1.2 Motor operando com diesel e gás natural

Para se ter uma idéia, Bhattachrya et al. (1988) testaram um motor Diesel agrícola trabalhando em regime bicomcombustível, sendo biogás e óleo Diesel, e concluíram que um motor de ignição por compressão pode trabalhar facilmente em regime bicomcombustível e que cerca de 70% do óleo Diesel pode ser substituído por biogás. De Zanche (1989) testou um trator em regime bicomcombustível usando biogás como combustível principal e obteve cerca de 50% de economia no consumo de óleo Diesel. Silva et al. (1999) testaram um trator bicomcombustível trabalhando com metano e óleo Diesel em diversas operações normais de um trator e obteve de 70% a 80% de redução no consumo do óleo Diesel.

Para fins de análise de todos os experimentos realizados, selecionou-se dois valores de taxa de substituição (valores máximos e mínimos) alcançados para cada potência obtida e estudou-se detalhadamente o desempenho do motor.

A Figura 4.2 mostra a taxa de substituição de combustível original do motor (diesel) por gás natural. A curva superior mostra uma taxa média de substituição de 83,78 %, ao passo que a curva inferior mostra taxa média de 59,33 % de substituição de diesel.

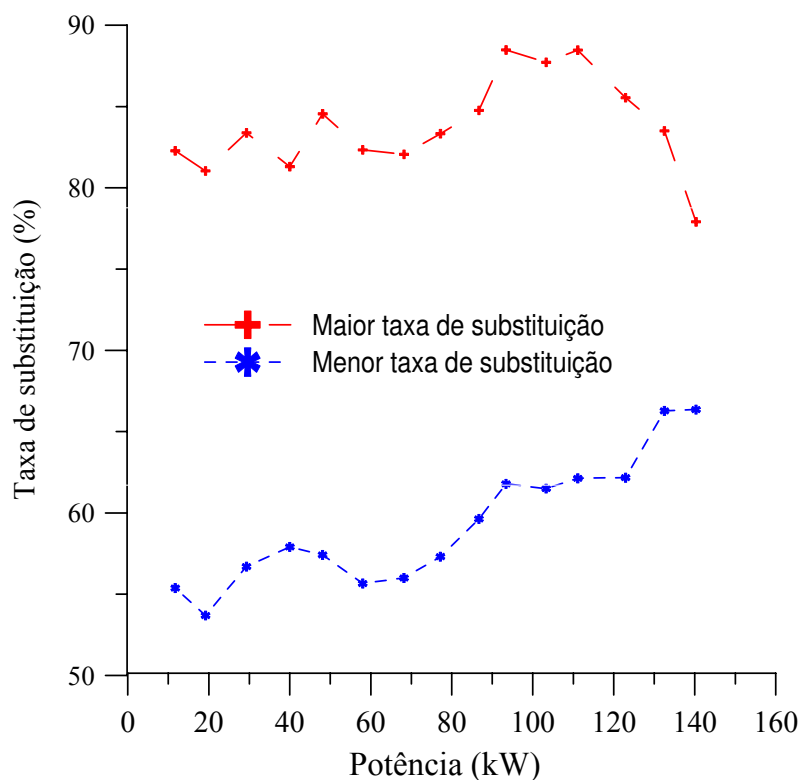


Figura 4.2 – Taxas de substituição de combustível diesel por gás natural.

A taxa de substituição foi calculada segundo, Uma et al. (2004), como segue:

$$\text{Taxa de substituição (\%)} = (\dot{m}_d - \dot{m}_{dg}) / \dot{m}_d \times 100. \quad (4.1)$$

onde \dot{m}_d é a vazão mássica de diesel quando o motor opera com diesel puro, e \dot{m}_{dg} é a vazão mássica de diesel quando o motor opera de forma dual.

Braga et al. (2006) obtiveram valores de taxa de substituição que apresentaram valores variando de 68 % para carga de 20 kW até 86 % em cargas de 80 kW, para um sistema motor gerador de 135 kVA. A marca e modelo do motor não foram mencionados.

4.1.2.1 Variação da rotação do motor com a carga aplicada

A Figura 4.3 apresenta o comportamento da rotação do motor operando com um governador eletrônico. Em virtude de se estar trabalhando com este tipo de governador, era esperada uma variação ou queda de rotação muito pequena. Como se pode verificar, houve uma variação inferior a 10 rpm quando se saiu de uma carga de 10 kW até se atingir a carga de 140 kW, a intervalos de 10 kW, o que demonstra um ótimo funcionamento deste governador.

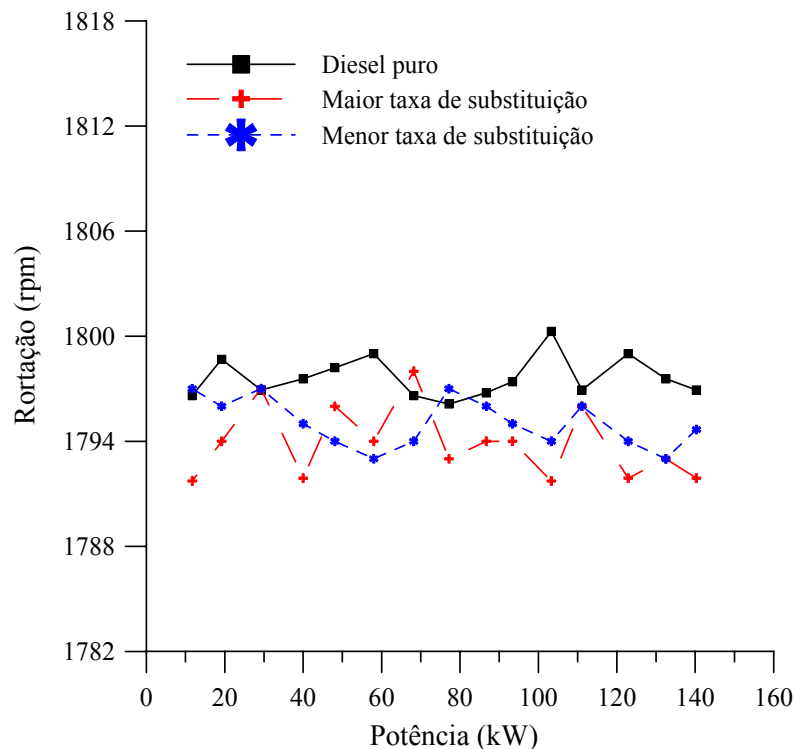


Figura 4.3 – Rotação do motor para o regime permanente, em função da potência.

4.1.2.2 Variação da vazão mássica em função da carga aplicada

a) Vazão de ar

As Figuras 4.4, 4.5 e 4.6, ilustram o comportamento das vazões mássicas de ar de admissão do motor, de gás natural e de diesel, respectivamente. Pode-se observar que o consumo de ar pelo motor variou de 700 a 1500 kg/h, o que na carga máxima representa quase três vezes o volume de ar aspirado por um motor equivalente sem turbo compressor. Considerando que o compressor é capaz de suprir o motor com um excesso de ar considerável, tem-se um melhor aproveitamento energético pelo motor, visto que o turbo compressor utiliza a energia dos gases de escapamento que seria jogada fora. Isto contribui para elevar a eficiência exergética neste processo.

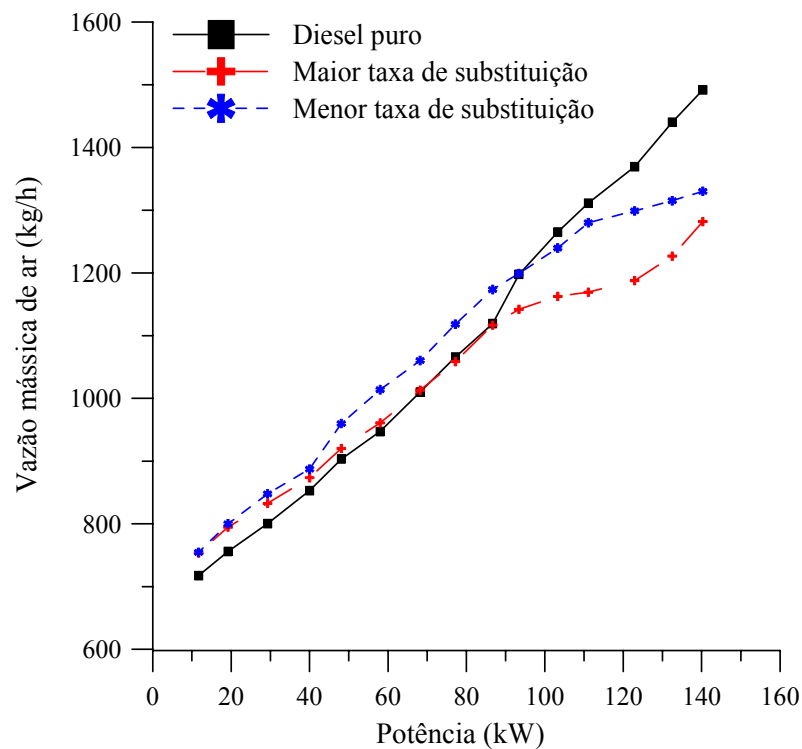


Figura 4.4 – Vazão do ar de admissão, em função da carga, para o regime permanente.

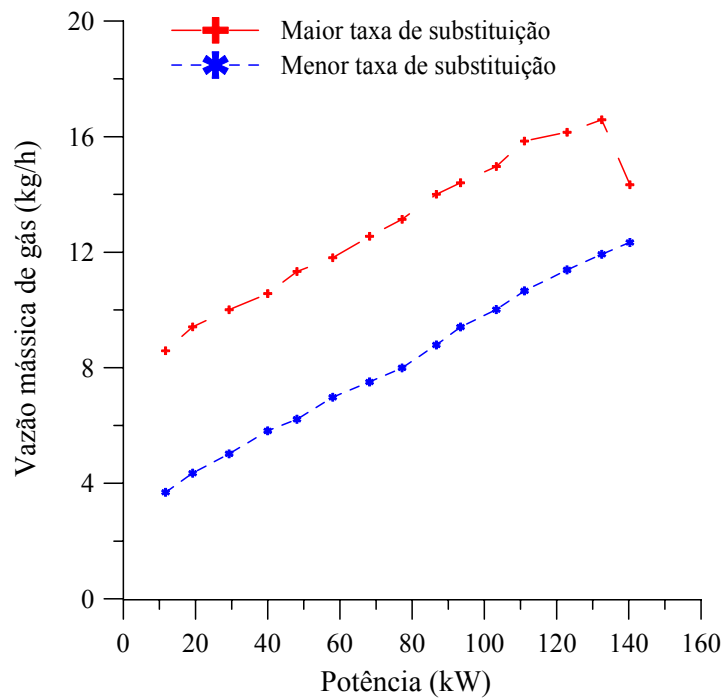


Figura 4.5 – Vazão de gás, em função da carga, para o regime permanente.

O cálculo da vazão mássica de ar e gás foi feito considerando-se ambos como gás perfeito a $P= 97000$ Pa (absoluta) e em temperatura variando de 26 a 35 °C dependendo da potência e do experimento. Neste contexto a densidade do ar variou de 1,16 kg/m³ até 1,13 kg/m³ enquanto a do gás natural variou de 0,6655 kg/m³ até 0,6439 kg/m³.

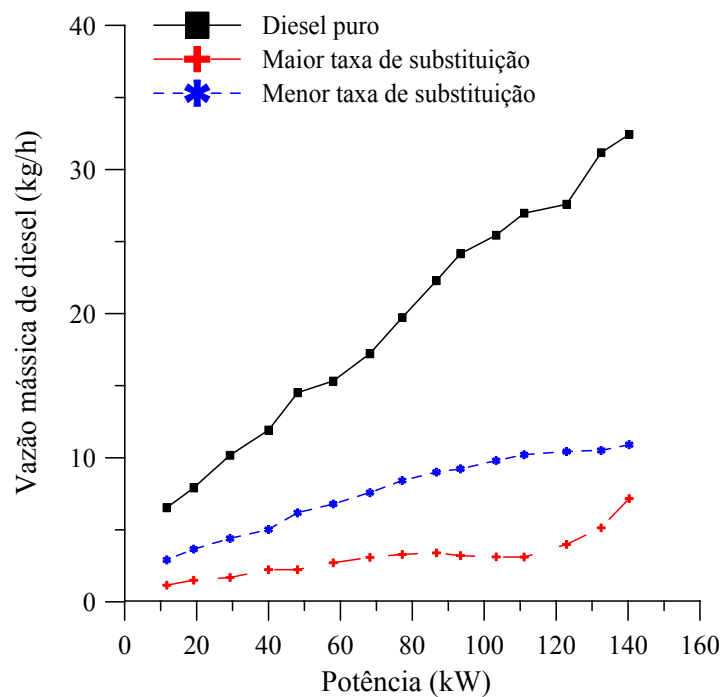


Figura 4.6 – Vazão mássica de diesel, em função da carga, para o regime permanente.

4.1.2.3 Variação da temperatura dos cilindros em função da carga aplicada

A Figura 4.7 apresenta o comportamento da temperatura do cilindro 1 do motor, quando submetido a diferentes condições de carga (10 a 150 kW), no cilindro 1 quando o motor opera de forma dual, e sempre superior aquela obtida quando se usa diesel puro ($\dot{W} < 140$ kW). Para os demais cilindros, os dados encontram-se nos Apêndices B1, C1, e D1. Verificou-se que a temperatura dos gases de exaustão aumenta com o aumento da potência produzida, e que independente da composição da mistura, para altas cargas, a quantidade de energia dos gases de escape é praticamente a mesma, visto que a temperatura, em todos os casos, está muito próxima ≈ 550 °C à 140 kW. Isto é importante para o reuso da energia desses componentes em sistema de cogeração. Similar comportamento foi observado à temperatura média dos gases de escapamento (Figura 4.8).

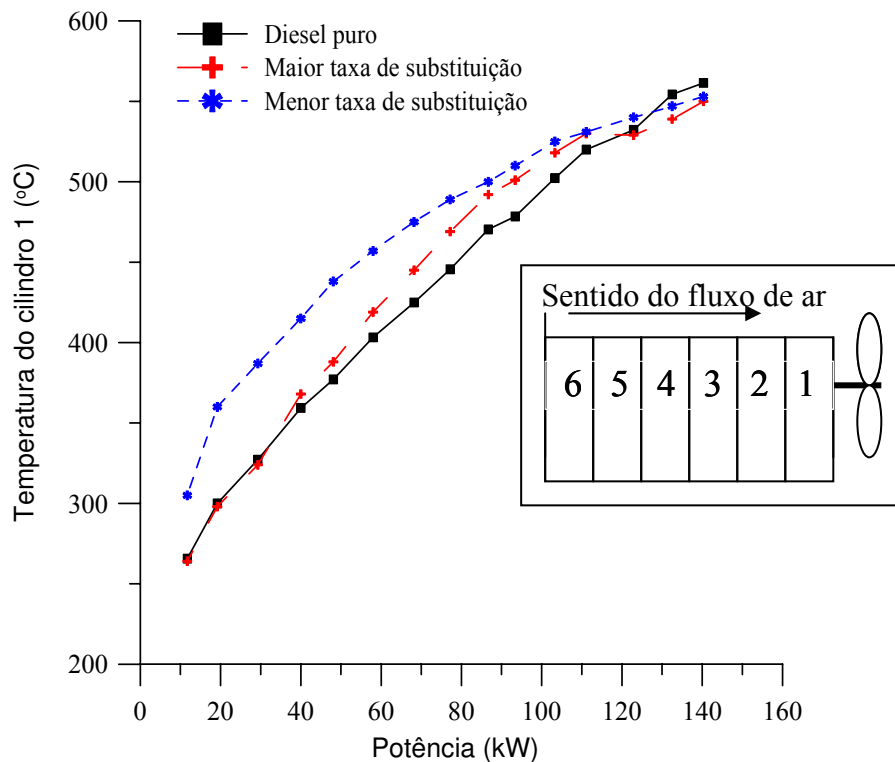


Figura 4.7 - Temperatura dos gases de escape do cilindro 1, em função da carga.

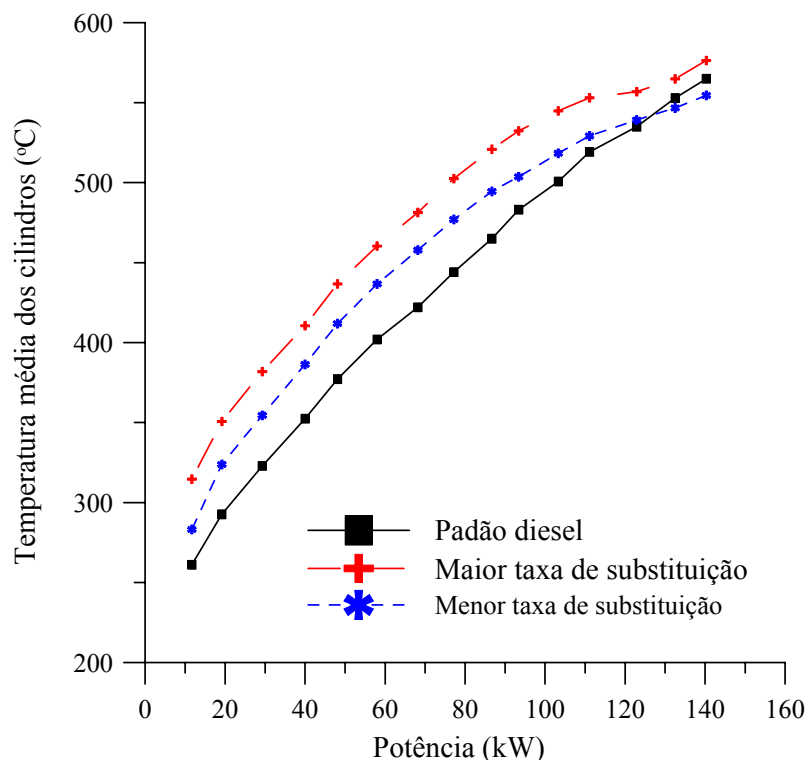


Figura 4.8 - Temperatura média dos gases de escape dos 6 cilindros, em função da carga.

Braga et al. (2006), relatam valores de temperatura de escapamento inferiores a 500 °C, para valores de de 105,6 CV (78,74 kW) a 117,4 CV (87,5 kW), e taxa de substituição de aproximadamente 86 %. Isto está em concordância com o trabalho de Nwafor (2000) e com o presente trabalho.

4.1.2.4 Variação da pressão de ar antes e após o compressor em função da carga aplicada

Na Figura 4.9 apresenta-se o comportamento da pressão de admissão do ar antes e após a passagem pelo turbo compressor. Conforme se pode verificar, a introdução de mistura ar-gás quando o motor está funcionando de forma dual, afeta o comportamento da pressão após o turbo. Nesta figura verifica-se um comportamento constante da pressão absoluta do ar na entrada do motor antes do compressor e crescente com o aumento da potência quase que de forma linear, após o compressor, variando de 1,2 a 2,5 bar, quando a potência varia de 10 a 140 kW. Para elevadas potências, quanto maior a taxa de substituição menor é a pressão na saída do turbo. Para facilitar a interpretação, 1 bar = 10^5 Pa = 0,9869 atm.

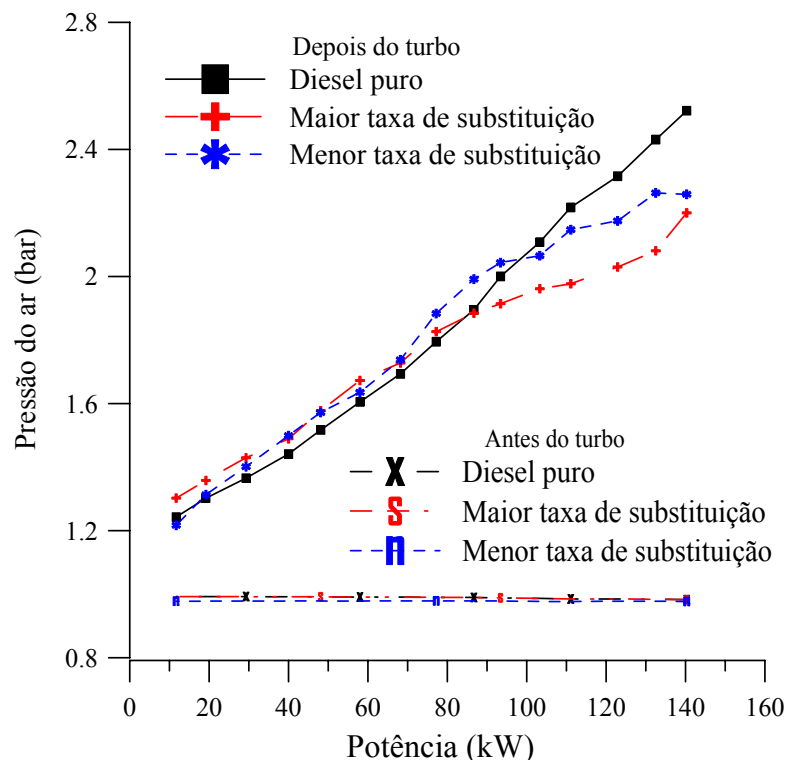


Figura 4.9 – Pressão do ar antes e depois do turbo compressor, em função da carga, para o regime permanente.

4.1.2.5 Variação da temperatura do ar após o turbo compressor, da água de refrigeração e óleo, em função da carga aplicada

A Figura 4.10 apresentada a seguir, destaca o crescimento da temperatura do ar de admissão com o aumento da potência. Como se espera, o comportamento da curva é uma constatação do efeito de compressão de um fluido gasoso. Mesmo possuindo um “*aftercooler*”, vê-se que o acréscimo de temperatura após o turbo compressor é considerável, saindo de temperaturas próximas da ambiente e chegando a valores próximos a 100 °C. Observa-se que para potências superiores a 100 kW, a introdução de mistura diesel/gás provoca um abaixamento da temperatura no coletor. Isto pode ser explicado em função de que, para cargas mais altas, a vazão de gás é aumentada e sua temperatura é reduzida durante o processo de abaixamento da pressão manométrica de 220 bar (nos cilindros) para 0,02 bar após o kit.

Um outro parâmetro que indica uma pequena variação é a temperatura da água de saída do motor para o radiador, a qual está apresentada na Figura 4.11. Observa-se que esta temperatura variou de 82 °C para de 10 kW e atingiu o maior valor (88 °C) para a condição de 140 kW de potência. Observa-se, com relação ao diesel puro, que ocorreu uma variação

muito pequena (1 °C) na carga de 140 kW, para a condição de maior taxa de substituição. Para a condição de menor carga (10 kW), a temperatura é a mesma para todas as condições de alimentação de combustível (diesel puro e diesel/gás).

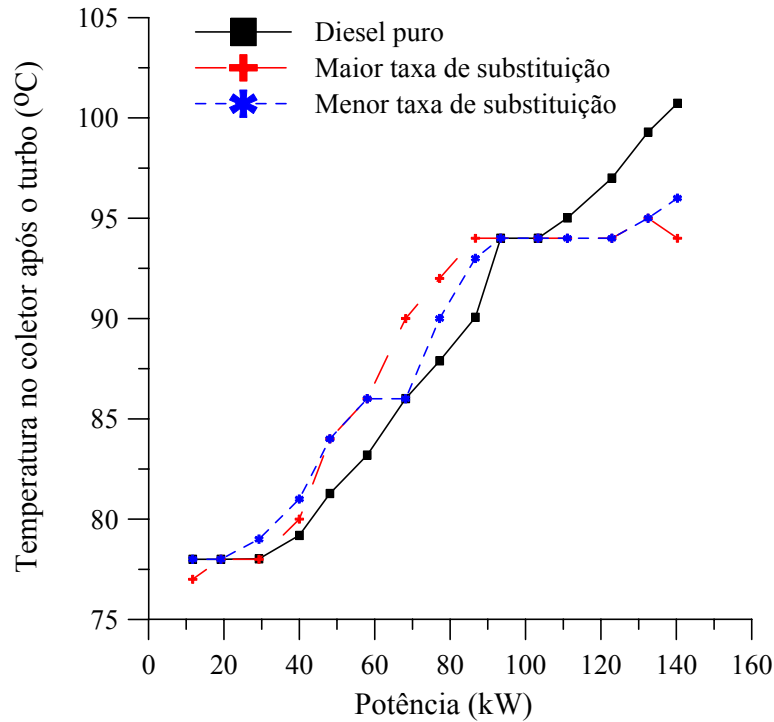


Figura 4.10 – Temperatura do ar de admissão após o turbo compressor, em função da carga.

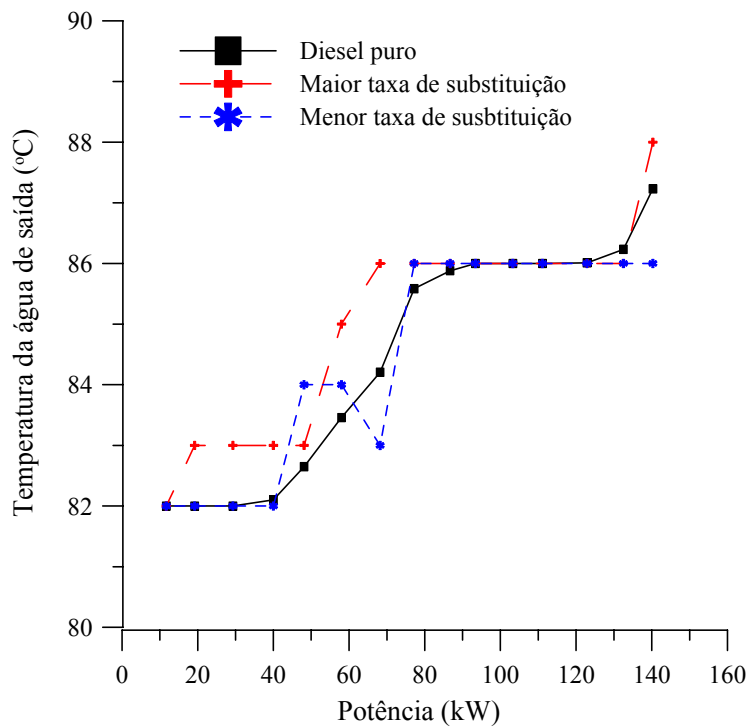


Figura 4.11 – Temperatura da água na saída do motor, em função da carga.

A Figura 4.12, apresenta a temperatura do óleo lubrificante do motor, para as condições de trabalho com diesel puro e misturas de diesel e gás, para potências variando de 10 a 140 kW. Observa-se que ocorre uma pequena elevação da temperatura para a condição de maior taxa de substituição, saindo de 124 °C até 138 °C. Observa-se que, com relação ao diesel puro, houve uma variação de 2 °C na carga de 10 kW e 8 °C na carga de 140 kW.

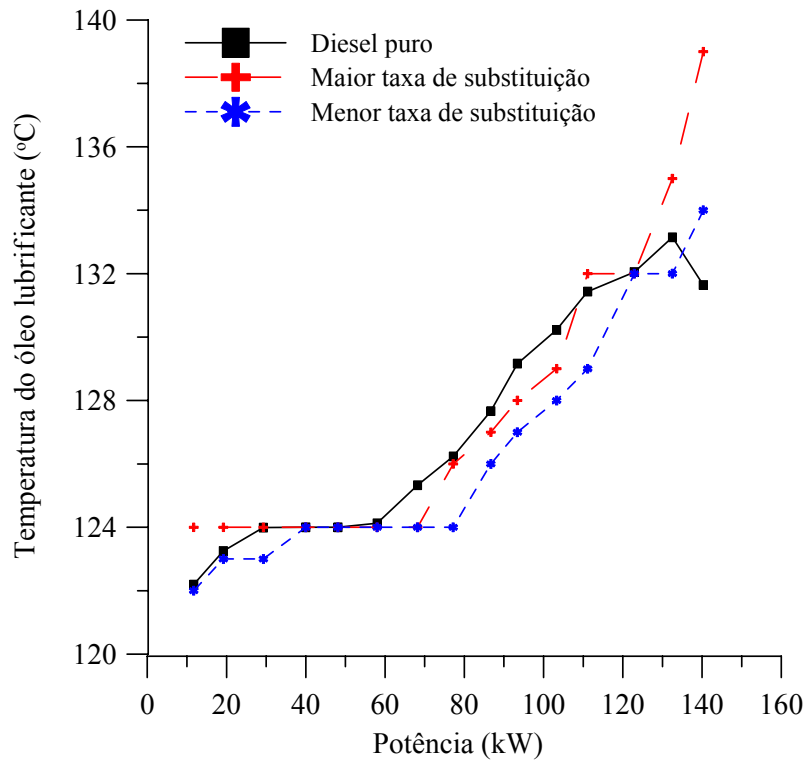


Figura 4.12 – Temperatura do óleo lubrificante no cárter do motor, em função da carga.

4.1.2.6 Análise da emissão de poluentes

a) Variação do teor de CO em função da carga aplicada

A curva apresentada na Figura 4.13 mostra o comportamento da concentração do monóxido de carbono para diversas condições de carga do motor e taxas de substituição. Para o motor operando com diesel puro, pode-se observar que ocorre um decréscimo de CO com um aumento da potência, o que no caso de motores do ciclo diesel é esperado, visto ser este motor um baixo emissor de CO.

Emissões de poluentes dependem da qualidade do combustível, do consumo de combustível e do tipo de motor testado. Para diferentes condições de carga, o consumo de combustível varia. Além disso, na mesma carga e em diferentes modos de operação (diesel

puro e em modo dual) o consumo específico varia. Do exposto, Poe-se dizer que comparar resultados de emissão de poluentes nas mesmas condições de operação é uma tarefa difícil, contudo, para se ter uma idéia, alguns resultados obtidos serão comparados com resultados fornecidos na literatura, em outras situações de trabalho.

Sabendo-se que $1 \text{ ppm} = 10^{-4} \%$, e comparando os resultados obtidos com os apresentados por Mansour et al. (2001) verifica-se que estes estão próximos. Estes autores reportam que um percentual do monóxido de carbono de 430 ppm em condições de 1800 rpm e 140 kW e motor operando com diesel puro. A diferença entre os valores justifica-se pela diferença entre os motores testados. No caso reportado na literatura, os autores utilizaram um motor V8 de alta velocidade (2500 rpm) aspirado e com máxima de 170 kW; neste trabalho utilizou-se um motor em linha de 6 cilindros, com turbo compressor e *aftercooler* e de média velocidade, trabalhando a velocidade constante e carga variável.

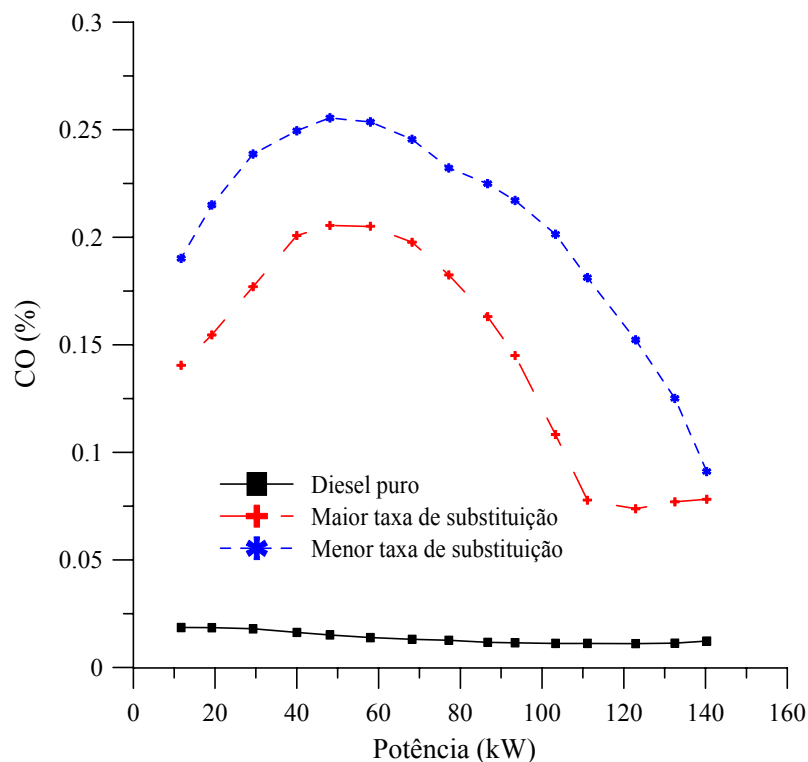


Figura 4.13 – Variação do teor de CO (%) em função da carga aplicada.

Abd Alla et al. (2000), em pesquisa realizada utilizando um motor de quatro tempos diesel com taxa de compressão de 21:1, trabalhando num intervalo de rotação de 900 a 3000 rpm gerando potência entre 9 e 14 kW, relatam valores de CO que são decrescentes com o

aumento da quantidade de diesel usado como piloto. Os valores das emissões são menores que 0,2 %. Igual valor foi reportado por Nwafor (2000).

Já quando o motor está operando com mistura diesel e gás natural, Figura 4.13, verifica-se que as emissões de CO aumentaram comparadas aos níveis do diesel puro. Observou-se para potências até aproximadamente 50 kW um acréscimo acentuado do 0,22 % se comparado ao padrão diesel, decrescendo a partir daí de forma vertiginosa, atingindo valores de $\approx 0,075$ % para potência de 140 kW.

Heywood (1988) informa valores de CO que dependem do tipo de motor e das condições de trabalho, variando de 1 % a 2 %. Destaca que a emissão de CO em motores do ciclo Diesel é relativamente baixa e não denotam uma importância muito grande.

Henham e Makkar (1998) testando o desempenho de um motor de 2 cilindros, 4 tempos, resfriado a água, com injeção indireta, marca Lister Peler LPWS2, reportam uma concentração de CO de $\approx 0,35$ % para uma mistura com 55 % de metano e 45 % de diesel, e de 0,04 % para o caso de diesel puro, operando a 2000 rpm e um torque de 40 Nm.

Mansour et al. (2001), reportam uma quantidade de CO de aproximadamente 0,121 % a 1800 rpm e potência de 140 kW com motor operando de forma dual, mostrando uma razoável aproximação com os resultados obtidos neste trabalho.

De acordo com Papagiannakis e Hountalas (2003), em geral os valores de emissão de CO sob operação de forma dual são consideravelmente mais altos quando comparados a operando com diesel puro. Para pequenas cargas, a baixa taxa de combustão de combustíveis gasosos, que mantêm a temperatura da carga em níveis baixos, resulta na redução do monóxido de carbono. Em potências mais elevadas, as emissões de CO aumentam com o aumento da taxa de substituição do diesel e, atingindo determinado valor de taxa de substituição ela começa a decrescer, como resultado da alta temperatura do gás e rápida taxa de combustão, em concordância com os valores obtidos neste trabalho. Isto está em concordância com Mansour et al. (2001).

Shenghua et al. (2003) testando um motor diesel WD 615-64 turbinado, com potência máxima de 164 kW a 2200 rpm e consumo específico de 228 g/kWh, reportam que as emissões de CO do motor operando a 1000 rpm aumentaram quando a concentração de metano (gás) é maior, atingindo valores de $\approx 0,2$ %, para uma percentagem de gás de 84 %.

Papagiannakis e Hountalas (2003), utilizando um motor diesel monocilíndrico de quatro tempos, trabalhando a rotações de 1000 a 3000 rpm, e com cargas de 40, 60 e 80% da plena potência do motor, informam que o percentual de CO para uma condição de 80 % de carga a 2000 rpm, e uma taxa de substituição de 80 % é de $\approx 0,2$ %, decrescendo para $\approx 0,07$ % para a situação de diesel puro.

Uma et al. (2004) reportam que as emissões de CO no modo dual são maiores que as emissões do motor operando com diesel puro. Alta concentração de CO na exaustão de gases é uma indicação de combustão incompleta. Estes autores testaram um motor do ciclo diesel usando os combustíveis diesel e gás natural, com potência de 77,2 kW e trabalhando a 1500 rpm. O motor tinha uma taxa de compressão de 15:1 e não possuía turbo alimentação. Para as condições de carga de 10, 20, 30 e 40 kW, foram obtidos os respectivos valores de CO: 0,0635; 0,0640; 0,0734 e 0,0904 %, para taxas de substituição variando de 64 a 70 %. Altas concentrações de CO em operação no modo dual pode ser devido a combinação de fatores tais como: baixo poder calorífico do gás, baixa temperatura adiabática da chama e baixa pressão média efetiva. Adicionalmente, os motores não são atualmente projetados para operar com gás e sim com diesel, assim, muitas questões relacionadas a baixa eficiência térmica pode ser resolvida com esforços no desenvolvimento de novos motores projetados para operar com gás.

A Figura 4.14 mostra o comportamento da taxa de emissão do CO, de acordo com a equação 3.32, o que facilita a comparação com outras publicações e normas controladoras dos níveis de emissões.

Considerando que os valores apresentados na Tabela 2.15 se referem a motores do ciclo diesel, verifica-se que o motor testado neste trabalho apresenta valores de emissão que variaram de 1 a 2 g/kWh para as potências de 150 a 70 kW, crescendo a partir deste ponto até valores aproximadamente 10 g/kWh para a potência de 10 kW. Apenas os valores correspondentes as potências de 10 e 20 kW entre 6 e 10 g/kWh, não estão compatíveis com esta resolução. Com relação a emissão de CO quando o motor está funcionando com diesel e gás, não existe norma regulamentadora. Braga et al. (2006), relatam valores de CO de 10,50 g/kWh, quando usando kit importado e não informam as condições de trabalho (taxa de substituição e potência). Pode-se observar que valores semelhantes são obtidos para as potências superiores a 120 kW, com a maior taxa de substituição.

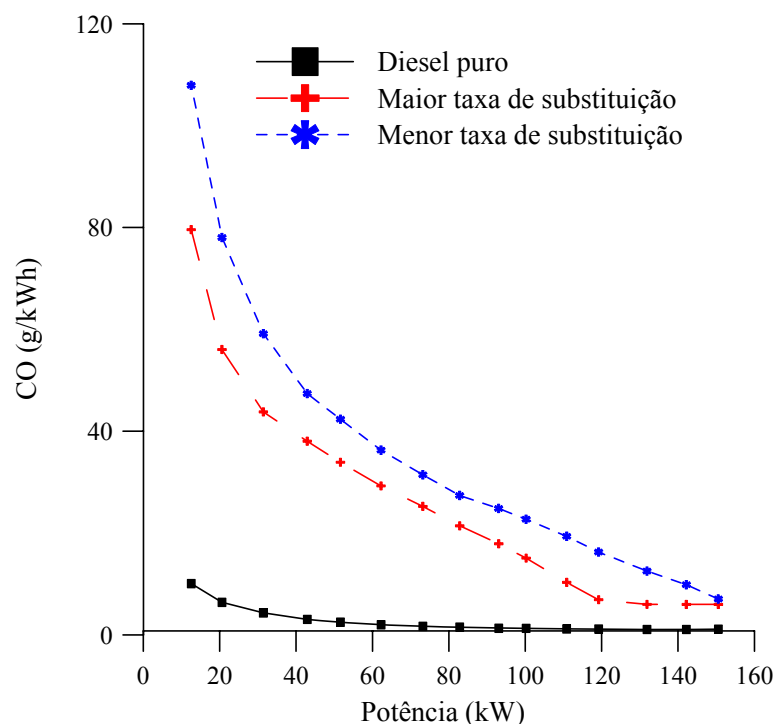


Figura 4.14 – Taxa de emissão de CO em função da carga aplicada.

b) Variação do teor de CO₂ em função da carga aplicada

Como se pode observar na Figura 4.15, o nível de emissão de CO₂ cresce com a elevação da potência. Este fator dá uma informação da qualidade da combustão, indicando uma maior eficiência com o crescimento do nível deste componente e um decréscimo do nível de CO. Comparando este resultado com o obtido por Mansour et al. (2001), para diesel puro, verifica-se que neste trabalho obteve-se uma variação de 3 a 7% com a variação da carga, enquanto Mansour obteve experimentalmente uma variação de 7 a 9 % com variações da rotação e carga máxima. Verificou-se que em ambos os casos, obtiveram-se $\approx 7\%$ de CO₂ na condição de aproximadamente 1800 rpm e potência de 140 kW.

Uma et al. (2004) testaram um motor do ciclo diesel usando os combustíveis diesel e gás natural, com potência de 77,2 kW e trabalhando a 1500 rpm. O motor tinha uma taxa de compressão de 15:1 e não possuía turbo alimentação. Para as condições de carga de 10, 20, 30 e 40 kW, foram obtidos os respectivos valores de CO₂: 6,2; 7,1; 9,2 e 11,0 %.

Mansour et al. (2001) reportam uma quantidade de CO₂ de aproximadamente 4,5 % a 1800 rpm e potência de 140 kW para taxa de substituição não informada. Estes valores mostram uma boa aproximação com os resultados obtidos neste trabalho (aproximadamente 6,0 % para taxa de substituição de 82 %).

De acordo com Sheti e Salariya (2004), em cargas muito pequenas, a quantidade de combustível fornecida é pequena, isto é, a mistura permanece pobre, produzindo mais calor na câmara de combustão, resultando em temperatura de chama baixa, conseqüentemente existindo menos conversão de CO para CO₂. Quando a quantidade de combustível fornecido aumenta, a combustão deste combustível produz mais calor na câmara de combustão resultando em maior conversão de CO em CO₂, em concordância com os resultados apresentados nas Figuras 4.14 e 4.15.

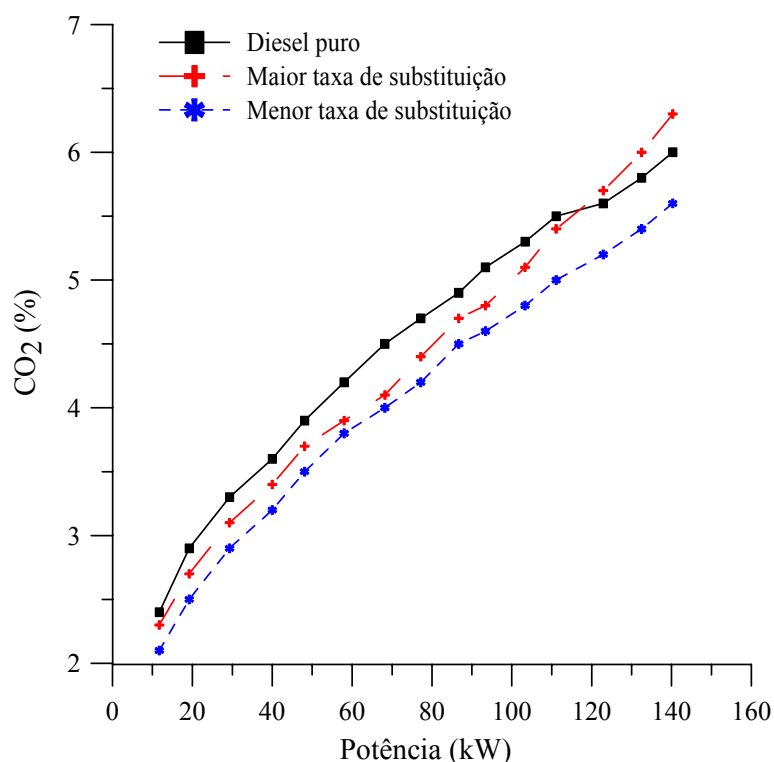


Figura 4.15 – Variação do teor de CO₂ em função da carga aplicada.

c) Variação do teor de NO em função da carga aplicada

Na Figura 4.16 para a situação do motor operando com diesel puro, observa-se que houve um crescimento muito grande da emissão de NO nas cargas até 140 kW e a partir deste ponto a curva dá uma indicação de estabilização deste crescimento. Papagiannakis et al. (2003), reportam que o percentual de NO variou de 300 a 900 ppm, quando a carga do motor variou de 40 a 80 % de sua capacidade, numa rotação de 2000 rpm, aumentado com o aumento da carga. Já Mansour et al. (2001) apresentam um valor de aproximadamente 550 ppm (NO + NO₂) (0,055 %), para uma rotação de 1800 rpm e potência de 140 kW.

Papagiannakis e Hountalas (2003), utilizando um motor monocilíndrico de quatro tempos diesel, trabalhando a rotações de 1000 a 3000 rpm, e com cargas que variaram de 40, 60 e 80% da plena potência do motor, informam que o percentual de NO para uma condição de 2000 rpm, 80 % de carga e uma taxa de substituição de 80 %, é de 0,05 %. Mansour et al. (2001), para uma condição de 1800 rpm e 140 kW, reportam uma concentração de NO_x de aproximadamente 0,050 %, para uma taxa de substituição não informada.

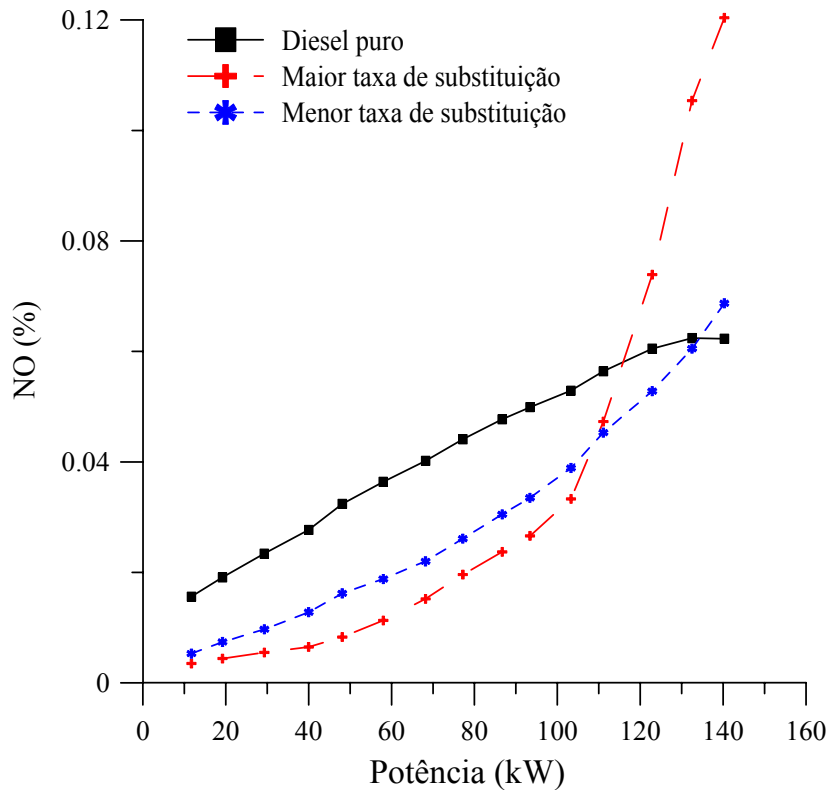


Figura 4.16 – Variação do teor de NO em função da carga aplicada.

De acordo com Uma et al. (2004), emissões de NO_x (NO+NO₂), no modo dual, são menores que as emissões de motores diesel operando com diesel puro. Considerando que estes autores trabalharam com um motor de potência máxima de 40 kW, estes resultados estão em concordância com as Figuras 4.16 e 4.17.

O aumento nos níveis de emissão de NO com o aumento na carga foi observado devido a este composto ser muito dependente da temperatura na câmara de combustão. Em temperaturas mais elevadas a reação $N_2 + O_2 \rightarrow 2 NO$ existe. Durante as fases de expansão e exaustão nos cilindros, a temperatura decresce rapidamente; no entanto, a reação inversa ou dissociação do NO não é rápida o suficiente para estabelecer o equilíbrio. Portanto,

quantidades mais elevadas de NO aparecem na exaustão em cargas elevadas (Sheti e Salaiya, 2004).

De acordo com Mansour et al. (2004), devido a baixa cinética de formação do NO_x (NO+NO₂), o tempo de residência dos gases dentro do cilindro é um dos parâmetros chave para formação deste compostos.

d) Variação do teor de NO₂ em função da carga aplicada

Observa-se que diferentemente do NO, o dióxido de nitrogênio apresenta um comportamento mais estável com uma margem de variação mais estreita conforme pode ser observado na Figura 4.18. Percebe-se que as concentrações de NO₂ quando comparada ao NO, são bastante inferiores e geralmente são desprezíveis (Mansour et al. 2001).

Uma et al. (2004) relatam valores para o NO_x liberado pelo motor do ciclo diesel usando os combustíveis diesel e gás natural, com de 77,2 kW e trabalhando a 1500 rpm. O motor tinha uma taxa de compressão de 15:1 e não possuía turbo alimentação. Para as condições de carga de 10, 20, 30 e 40 kW, foram obtidos os respectivos valores: 0,0093; 0,014; 0,017; e 0,024 %, para taxa de substituição variando de 64 a 70 %. No presente trabalho, os valores obtidos estão bem abaixo dos valores relatados pelos autores acima.

Ferguson (2001) estabelece como limite do NO₂ valores de 1 até 2 %. É importante lembrar que estes valores são função da velocidade do motor, do decréscimo da temperatura do sistema de refrigeração, da diluição da carga de combustível e do tempo de injeção. Além da temperatura, a uniformização de mistura ar combustível afeta a formação de óxidos de nitrogênio.

Altas concentrações de NO₂ podem ser formadas na zona de combustão dentro do cilindro do motor, seguido por subsequente conversão de NO₂ para NO na região pós-chama. NO₂ é então geralmente considerado uma espécie em transição, existindo somente em condições de chama (Mansour et al., 2001).

Abd Alla et al. (2000), em trabalho realizado utilizando motor diesel de quatro tempos com taxa de compressão de 21:1, trabalhando num intervalo de rotação de 900 a 3000 rpm gerando potência entre 9 e 14 kW, relatam valores de NO_x crescentes com o aumento da taxa de substituição.

De acordo com Shenghua et al. (2003), a 1000 rpm e concentração do metano (gás) de 84 %, a concentração de NO_x foi de aproximadamente 220 ppm, aumentando com o aumento da concentração de diesel na mistura. Além disso, os autores reportam que as emissões de NO_x em ambos os modos de operação (diesel puro e dual), aumentam com o aumento da carga, ressaltando que se o motor não estiver bem ajustado, emissões muito altas (aproximadamente 1500 ppm) são encontradas. Isto é causado por suave detonação.

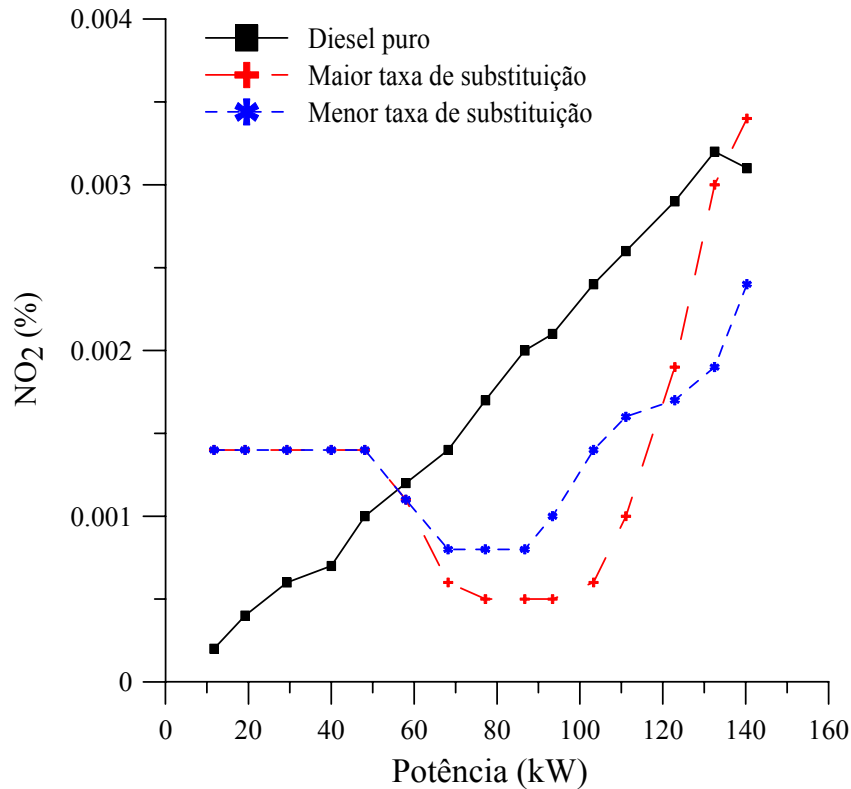


Figura 4.17 – Variação do teor de NO_2 em função da carga aplicada.

Com base nos comentários finais acima, é interessante observar-se que o motor testado na condição de carga 140 kW, apresentou um início de detonação com a maior taxa de substituição. Isto pode ter causado uma elevação dos níveis deste poluente para potências mais elevadas. Vale ressaltar que para esta carga, teve-se que se reduzir a vazão de gás para evitar o efeito de detonação no motor.

A Figura 4. 18 a seguir, apresenta valores de emissão de NO_x em g/kWh convertidos de acordo com a equação 3.32. Para a condição diesel puro, observa-se que os valores para potências de 10 kW são de aproximadamente 9 g/kWh, decrescendo para aproximadamente 6 g/kWh na potência de 30 kW e permanecendo praticamente constante a partir deste valor de potência. Para a condição de maior taxa de substituição, observa-se que os valores são

inferiores a 4 g/kWh nas potências até 100 kW, crescendo a partir deste ponto até valores de aproximadamente 11 na potência de 150 kW. Para a condição de menor taxa de substituição, os valores se apresentam praticamente em torno de 4 g/kWh para potências inferiores a 100 kW, crescendo a partir deste ponto até valores de aproximadamente 6 g/kWh na potência de 150 kW.

Para as condições de teste de um kit importado, Braga et al. (2006), apresentam valores para o NO_x de 7,37 g/kWh. No presente trabalho, valores inferiores foram obtidos para potências entre 110 e 120 kW. Para potências superiores, observa-se um crescimento do nível de emissão deste poluente.

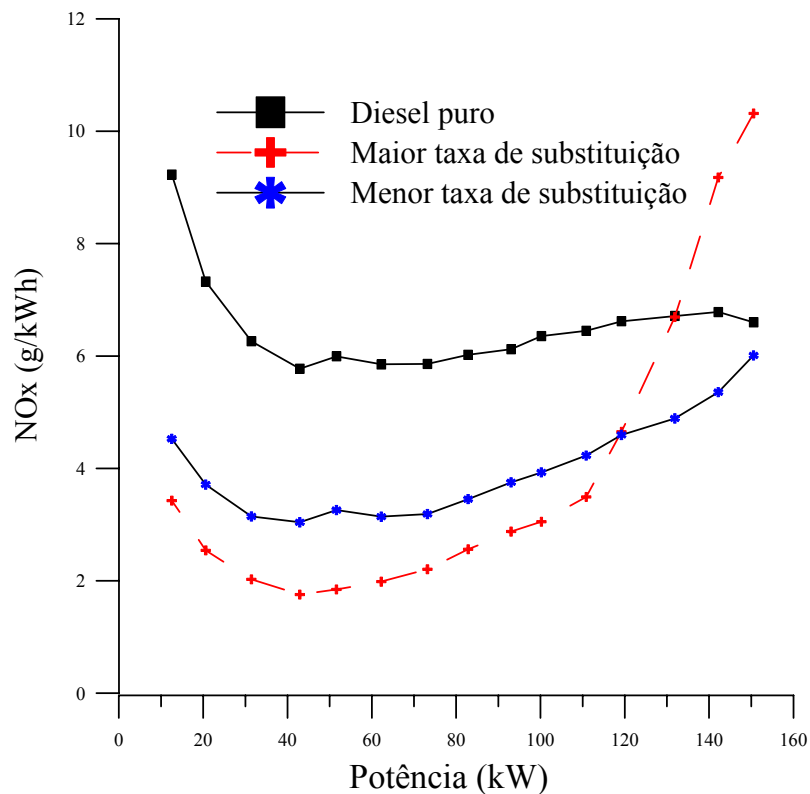


Figura 4.18 – Taxa de emissão de NO_x em função da carga aplicada.

e) Variação do teor de O₂ em função da carga aplicada

Na Figura 4.19 observa-se o comportamento do O₂ em função da variação da carga no motor. Este parâmetro tem valor inicial de 21% com o motor desligado. Com o funcionamento do motor e aumento da potência produzida, ocorre um decréscimo, chegando-se a valores de 10 %. Estes valores são medidos direto pela sonda do analisador. Para o motor operando de forma dual e na maior taxa, os resultados são menores.

Como o tempo para injeção do combustível para rotações elevadas é muito pequeno (0,003s), a uniformidade do combustível com o oxigênio presente na câmara de combustão não ocorre completamente. Então, o O₂ não usado aparece nos gases de exaustão do motor. Para regime de baixas potências, menos combustível é fornecido à câmara de combustão e a mistura permanece pobre, resultando em mais O₂ não usado na exaustão. Em cargas mais elevadas, mais oxigênio foi consumido devido ao aumento da quantidade de combustível fornecido, resultando no decréscimo de O₂ não usado. Ao se usar mistura de diesel e gás natural, a homogeneização da mistura com o ar é maior, resultando um melhoramento da combustão, gerando menos O₂ não usado nos gases de exaustão (Shethi e Saliya, 2004).

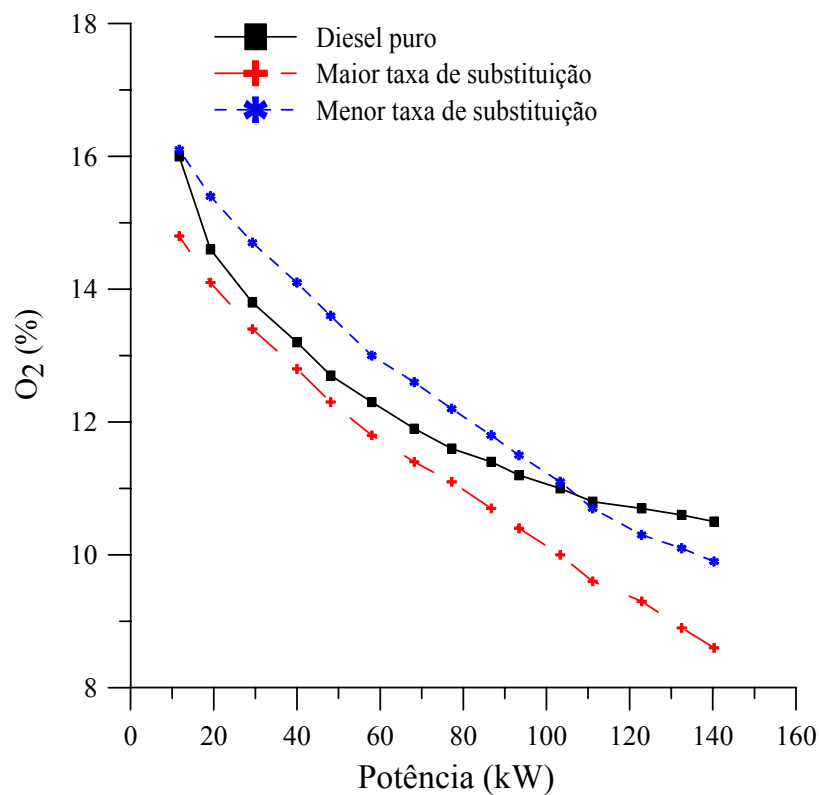


Figura 4.19 – Variação do teor de O₂ nos gases de escapamento em função da carga aplicada.

f) Comportamento do C_xH_y (metano) em função da carga aplicada

A Figura 4.20 vista a seguir mostra o comportamento do C_xH_y (metano), liberado pelo sistema motor gerador quando funcionando nas condições de apenas diesel e diesel/gás natural em proporções diferentes.

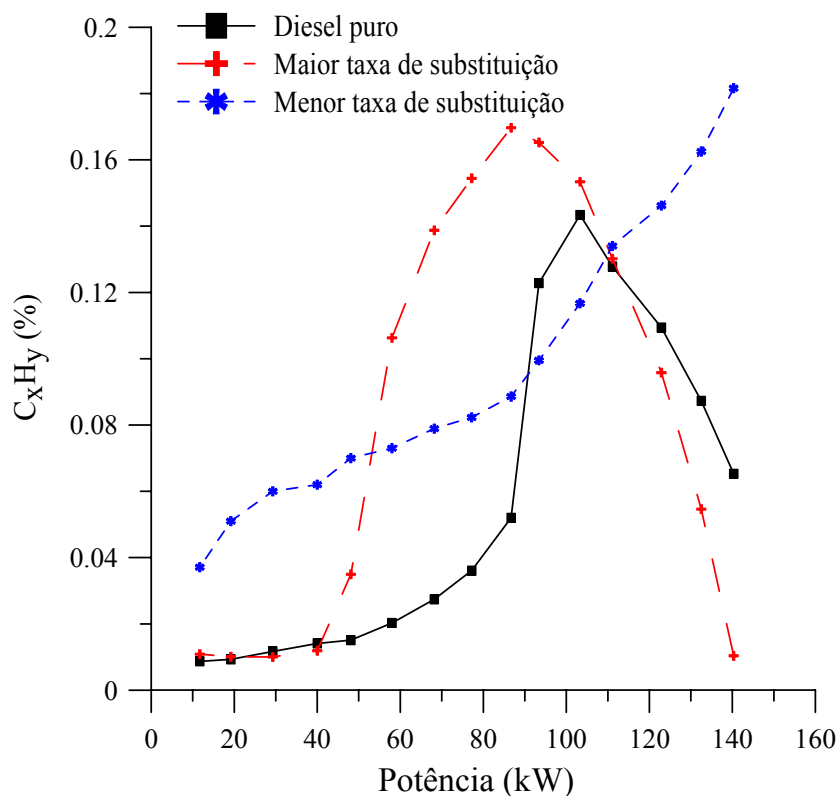


Figura 4.20 – Comportamento do CxHy para diesel puro e misturas de diesel/gás natural

Heywood (1988) relata valores de HC (como C_1), que podem chegar a 3000 ppm ou 0,3 %, dependendo do tipo de motor e das condições de trabalho a que este estiver submetido em concordância com os valores apresentados por Papagianakis e Hountalas (2003) aproximadamente 0,2 % a 2000 rpm, 80 % de carga e 80 % de taxa de substituição, e com Mansour et al. (2001), para condição de 1800 rpm, 140 kW e taxa de substituição de diesel não informada.

g) Comportamento do SO_2 em função da carga aplicada

A presença de dióxido de enxofre é muito pequena para qualquer condição de combustível utilizado, como se pode observar na Figura 4.21 apresentada a seguir. Verifica-se que para cargas inferiores a 70 kW, nas condições de diesel puro e menor taxa de substituição, o analisador de gases consegue identificar um percentual máximo de 0,0015 % na condição diesel puro e 0,0010 % para a menor taxa de substituição na carga de 10 kW. Para a condição de maior taxa de substituição, o percentual de SO_2 nos gases de exaustão é nulo para qualquer condição de carga, indicando uma característica de não poluição por componentes de enxofre pelo gás natural (chuvas ácidas).

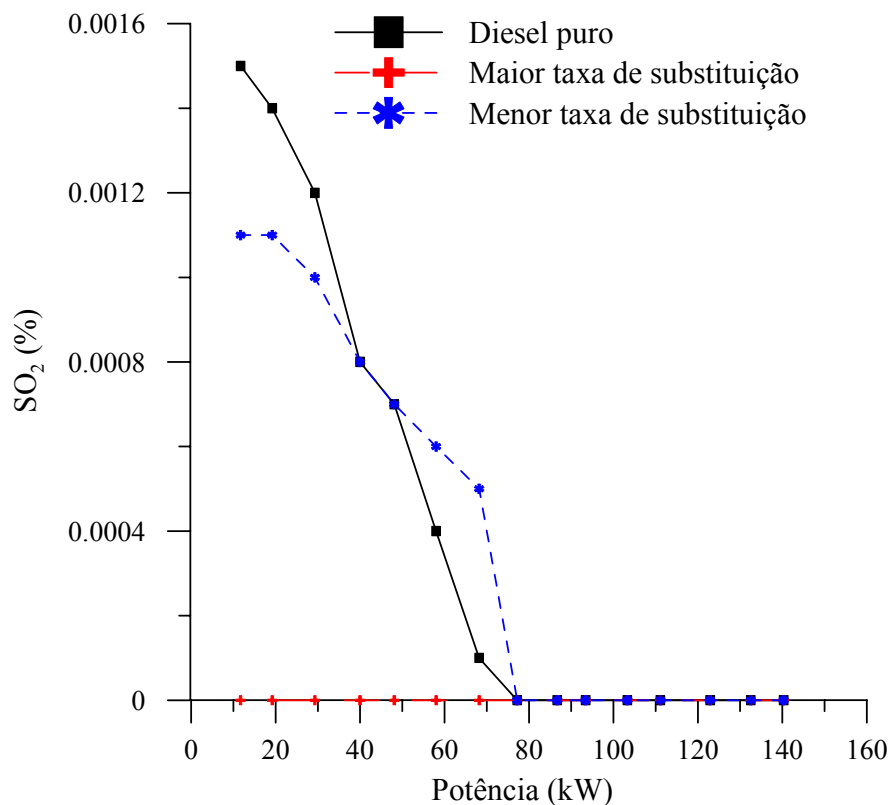


Figura 4.21 – Variação do teor de SO₂ em função da potência.

Este comportamento de SO₂ está em desacordo com as diversas publicações consultadas, visto que estas medições apresentaram um decréscimo na produção de SO₂ pelo motor, enquanto sabe-se que o esperado é um crescimento deste contaminante em função do aumento da carga. Tal fato só pode ser justificado por erro do equipamento de análise de gases.

No Apêndice F, são apresentadas as Tabelas F1, F2 e F3, contendo as principais emissões, calculadas a partir dos dados obtidos do analisador de gases e empregando-se a equação (3.32).

4.1.2.7 Eficiência de combustão em função da carga aplicada

A eficiência de combustão mostrada na Figura 4.22 a seguir, é calculada pelo analisador de gás como segue:

$$\eta_{\text{comb}} = 100\% - \text{DFGL} \quad (4.2)$$

onde $DFGL = 20,9 \times K_{1n} \times T_{net} / [K_2 \times (20,9 - \%O_2)]$, sendo $K_{1n} = 0,515$ e $K_2 = 15,51$ as constantes do analisador quando se utiliza óleo Diesel como combustível e $K_{1n} = 0,393$ e $K_2 = 11,89$ quando se utiliza gás natural. No presente trabalho foram utilizadas as constantes do gás natural para o motor funcionando de forma dual.

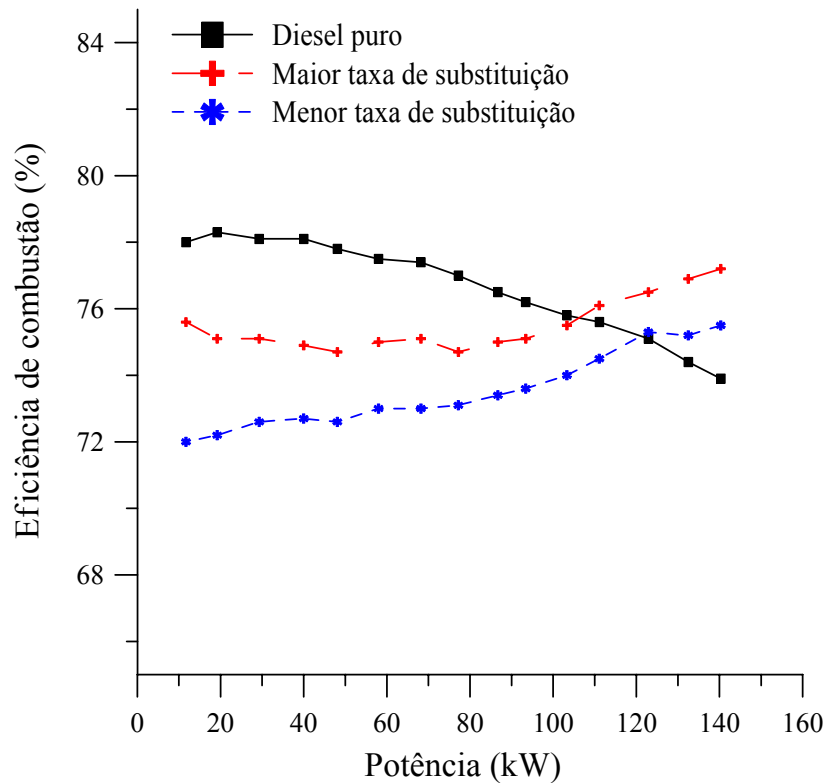


Figura 4.22 – Eficiência de combustão em função da carga aplicada.

Verifica-se que para baixas potências a eficiência da queima é menor, se comparada ao padrão diesel, aumentando com a elevação da carga aplicada, tendendo a um valor de aproximadamente 74% na potência de 140 kW (diesel puro) e aproximadamente 78 % (dual), na potência de 140 kW. Este comportamento da combustão confirma claramente os resultados das emissões apresentadas e discutidas anteriormente.

4.1.2.8 Excesso de ar em função da carga aplicada

A Figura 4.23 apresentada a seguir mostra o comportamento do excesso de ar liberado pelo motor nos gases de escapamento, de acordo com dados fornecidos pelo analisador de gás que calcula estes valores de excesso de ar a partir da equação: $Ear = [(20,9 / (20,9 - O_2 \text{ medido em } \%)) - 1] \times 100$. Como o ciclo Diesel trabalha com uma larga faixa de mistura (relação AC), se justifica no início das cargas um excesso de ar na faixa de 335 %, chegando na carga de 140 kW para valores na faixa de 100 % de excesso. Quanto maior a taxa de substituição do diesel,

menor a quantidade de ar em excesso, independente da potência, na faixa de operação do motor deste trabalho.

De acordo com Salmon et al. (2004), o excesso de ar no motor, por eles testado, foi da ordem de 90 % para baixos torques (2,0 Nm) e 75 % para altos torque (5,5 Nm) na rotação de 1800 rpm e potência de 8 kW.

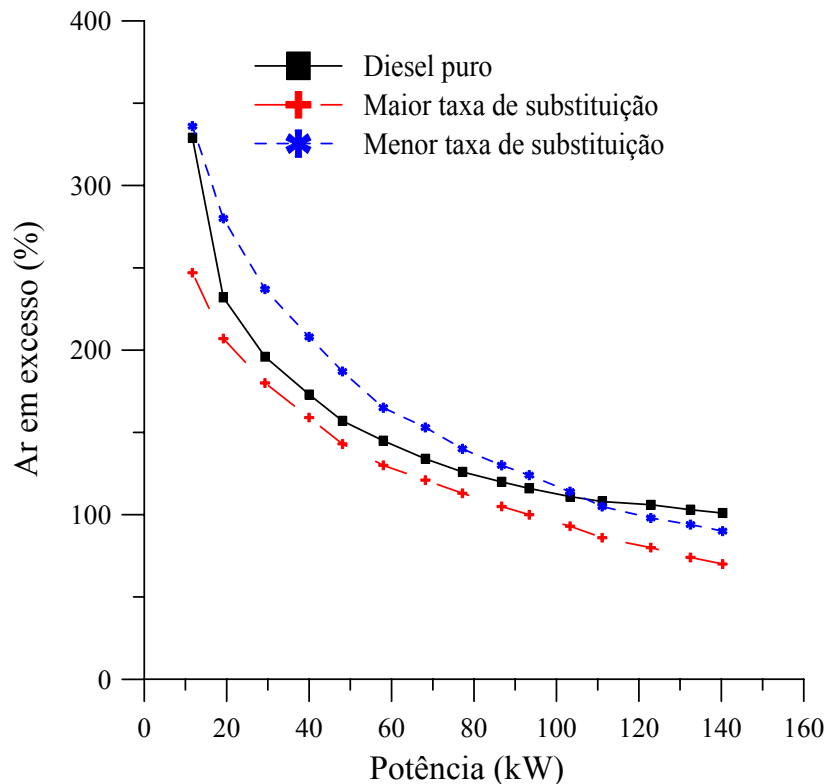


Figura 4.23 – Excesso de ar em função da carga aplicada.

4.1.2.9 Eficiência térmica (energética) em função da carga aplicada

A Figura 4.24 a seguir, mostra o rendimento térmico do motor do ciclo diesel, em condições de trabalho semelhantes, mudando-se apenas o combustível fornecido para o motor. Na condição com diesel puro, vê-se que o rendimento do motor atinge um limite de 30 % a partir de 70 kW e atinge a carga de 140 kW com um rendimento de 35 %. Quando o motor é alimentado por mistura de gás/diesel, nota-se um aumento no rendimento do motor, mesmo para menores taxas de substituição. Nas cargas mais elevadas, o rendimento do motor com mistura diesel/gás é maior, atingindo valores de 53 % na maior taxa de substituição e de 49 % na menor taxa de substituição, para a de 140 kW. A partir da potência de 60 kW, pode-se

observar que o rendimento do motor cresce com a taxa de substituição e com a potência. Para potências inferiores, este rendimento decresce para a condição de maior taxa de substituição.

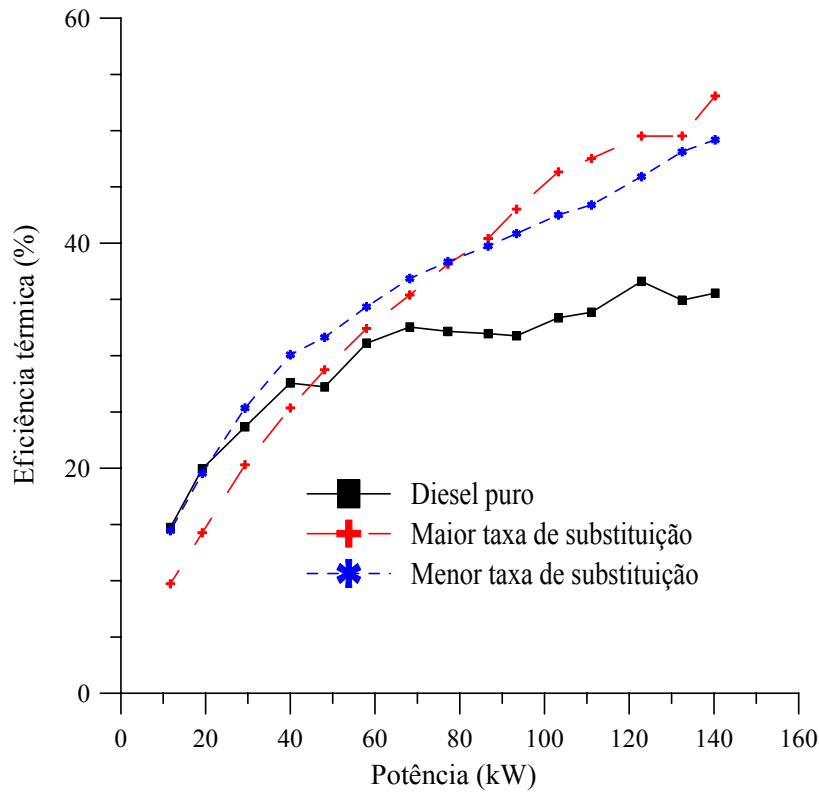


Figura 4.24 – Eficiência térmica para condições de funcionamento com diesel puro e diesel/gás natural

Dados publicados por Braga et al. (2006), mostram que o rendimento de um motor de 135 kVA operando com diesel puro, apresenta valor de eficiência térmica de 22 % para cargas menores que 50 kW e atinge o valor máximo de 34 % para carga de 100 kW. Já Henham e Makkar (1998) reportam eficiência de 28,2 % quando o motor trabalhou a 2000 rpm e 40 Nm de torque.

4.1.2.10 Análise de custos

Análise de custo comparativo foi feita para recomendar o combustível ótimo a ser usado em motores do ciclo diesel. A análise foi produzida para o consumo horário de combustível, no preço de R\$ 1,75/litro de diesel e R\$ 1,449/m³ de gás, na conversão de 1 US\$ = R\$ 2,165.

A Figura 4.25 mostra o custo específico em US\$/kWh em função da potência gerada, para diferentes taxas de substituição, comparado ao combustível original (diesel). Como pode

ser observada, a geração termoeétrica utilizando motores diesel com dois combustíveis é perfeitamente viável do ponto de vista da utilização apenas dos combustíveis. Pode-se observar que o custo da geração com mistura diesel/gás, chega à ordem de 2/3 do custo da geração com diesel puro, para a carga de 140 kW. Portanto, para uma taxa de substituição de diesel por gás natural da ordem de 80%, pode-se economizar aproximadamente US\$ 9,00 por hora de trabalho na potência de 140 kW.

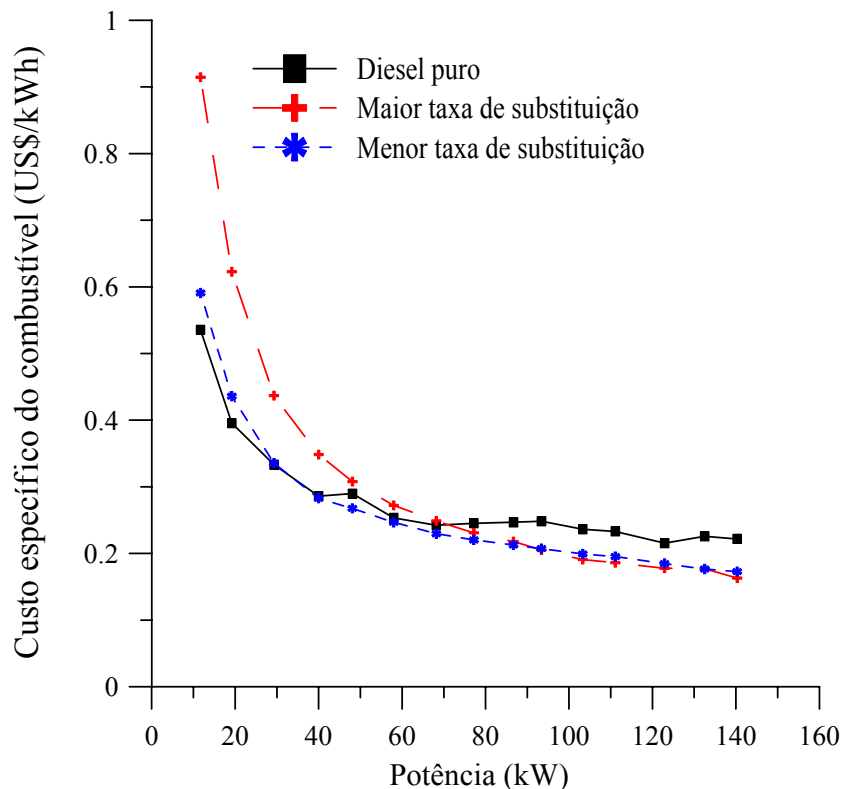


Figura 4.25 – Custo específico do kW para sistema movido a diesel puro ou diesel/gás natural.

Para finalizar, existem atualmente numerosas instalações estacionárias que estão sendo usadas para produção de potência e compressão de gases, e há uma gama de motores diesel estacionários em campos agrícolas e fazendas, sendo operados para produzir irrigação. O uso de combustível dual nestas instalações pode economizar muito dinheiro em termos de custo operacional do combustível. Além disso, a mistura de gás natural com ar durante a sucção do cilindro é uma operação livre de risco. Não há chance de retorno da chama porque durante a ignição do combustível, a válvula de admissão permanece fechada, produzindo assim uma operação absolutamente segura.

4.2 Resultados teóricos

4.2.1 Análise energética e exergetica do motor operando com diesel e gás natural

As figuras apresentadas a seguir, demonstram o comportamento dos dados referentes a eficiência da combustão, eficiência térmica baseada no PCI, calor rejeitado para o meio ambiente, eficiência exergetica, temperatura de orvalho, temperatura adiabática de chama, entalpia dos produtos, fração molar do vapor d'água e o excesso de ar, todos expressos em função da potência, quando os dados de fração molar dos gases de exaustão, potência, vazão mássica de gás e de diesel, obtidos do sistema experimental, foram introduzidos no modelo matemático desenvolvido no ambiente EES (Engineering Equation Solver). Nos Apêndices H1, H2 e H3, encontram-se todos os resultados fornecidos pelo código computacional.

A Figura 4.26 a seguir apresenta a eficiência da combustão em função da potência desenvolvida. Verifica-se que o comportamento desta curva é semelhante ao da curva experimental, sendo que os valores apresentam pequenas diferenças, com desvios percentuais que foram de 13,69 % para a condição diesel puro, 11,68 % para a condição de maior taxa de substituição e 17,33 % para a condição de menor taxa de substituição, todos estes valores são referentes a carga de 140 kW.

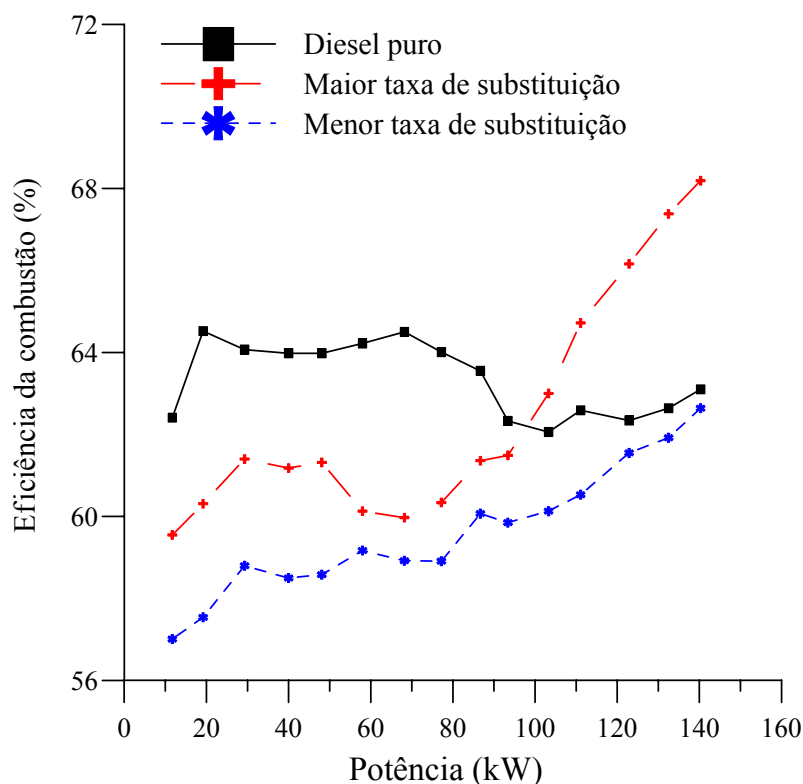


Figura 4.26 – Eficiência de combustão predita pelo modelo proposto.

Estas diferenças estão relacionadas a forma de calcular este parâmetro. Pode-se observar que nas potências superiores a 100 kW e operação com maior ou menor taxa de substituição, a eficiência da combustão do diesel puro é superada. Este aumento de rendimento ocorre devido a facilidade que este combustível possui em se misturar com o ar, o que provoca uma melhor combustão.

Na Figura 4.27 é mostrado o comportamento da eficiência energética baseada no PCI da mistura diesel e gás natural. Verifica-se que a eficiência energética do sistema operando na condição bicomcombustível supera aquela obtida na condição de diesel puro, para potências superiores a 80 kW, quando se utiliza a maior taxa de substituição. Esta figura é exatamente igual a Figura 4.24.

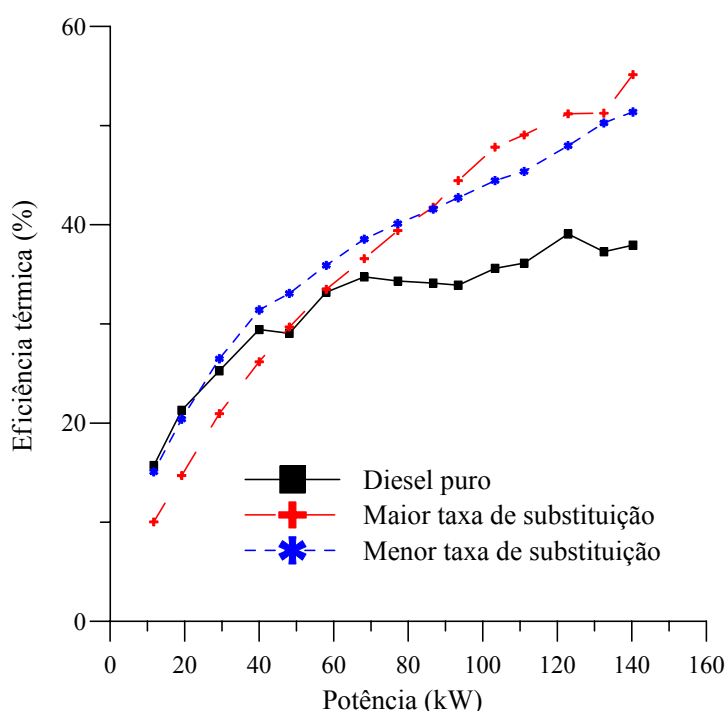


Figura 4.27 – Eficiência térmica com base no PCI, predita pelo modelo proposto.

É interessante se observar que mesmo o gás natural possuindo um poder calorífico menor que o diesel, apresenta um rendimento maior para as condições de carga superiores a 100 kW, e taxa de substituição superior a 80 %. Tal fato comprova a boa performance da mistura diesel gás, a qual é queimada com um alto nível de homogeneização, o que provoca a queima de uma maior quantidade de combustível.

A Figura 4.28, mostra o comportamento da temperatura adiabática calculada pelo modelo matemático em função da potência. Verifica-se uma elevação desta temperatura quando é utilizada mistura diesel gás, em comparação ao caso de diesel puro, e esta diferença cresce com o aumento da taxa de substituição. Nos dados experimentais, verifica-se comportamento semelhante, como pode ser observado na temperatura do cilindro 1, da Figura

4.7. Naturalmente a temperatura adiabática de chama é superior ao dado experimental, uma vez que na sua determinação supõe-se perda de calor desprezível.

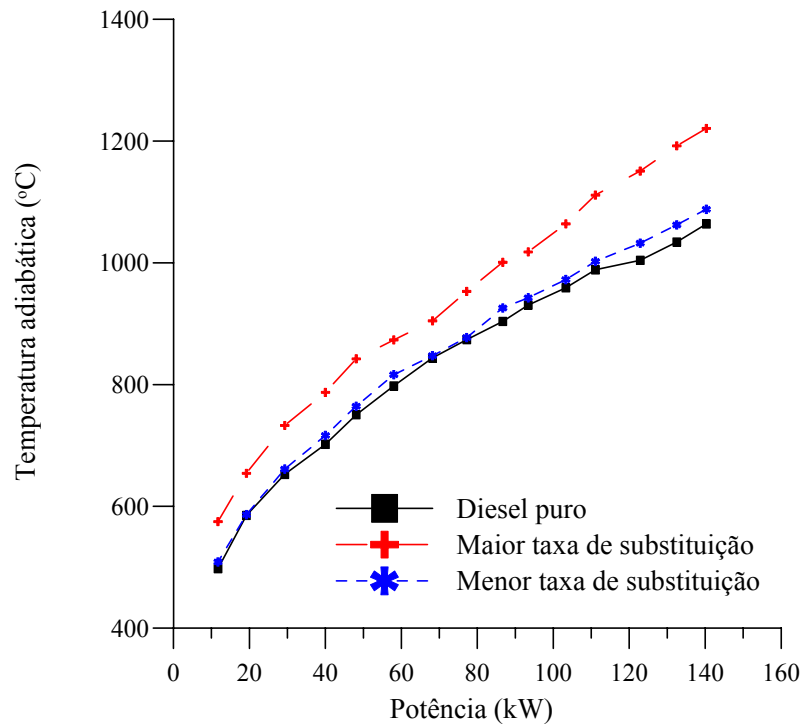


Figura 4.28 – Temperatura adiabática predita pelo modelo proposto, em função da potência.

Na Figura 4.29 apresenta-se o calor perdido pelo motor para o ambiente por unidade de tempo, predito pelo modelo proposto. Observa-se que o sistema funcionando com mistura diesel gás, proporciona uma menor perda de calor, e com o aumento da taxa de substituição, o calor perdido se mantém próximo de 40 kW para a potência de 140 kW. Isto está em consonância com os experimentos. Ao considerar-se o ambiente da sala de ensaios como o volume de controle, verificou-se que ocorre um aumento da temperatura ambiente quando se utiliza misturas de óleo diesel e gás natural, sendo este acréscimo da temperatura ambiente menor que no caso do motor operando com diesel puro. Esta variação é muito sensível e só pode ser percebida pelos operadores do sistema, visto que as condições ambientais mudam com o horário, dificultando a percepção deste fato.

A Figura 4.30 a seguir, apresenta o comportamento da entalpia dos produtos por unidade de tempo predita pelo modelo em função da potência. Verifica-se que ocorre um crescimento da entalpia dos gases com o aumento da potência. Isto é compatível com o que aconteceu nos testes experimentais, como pode ser observado pelo aumento da temperatura de escapamento

do motor para as condições de óleo diesel puro e misturas de óleo diesel e gás natural (Figura 4.10).

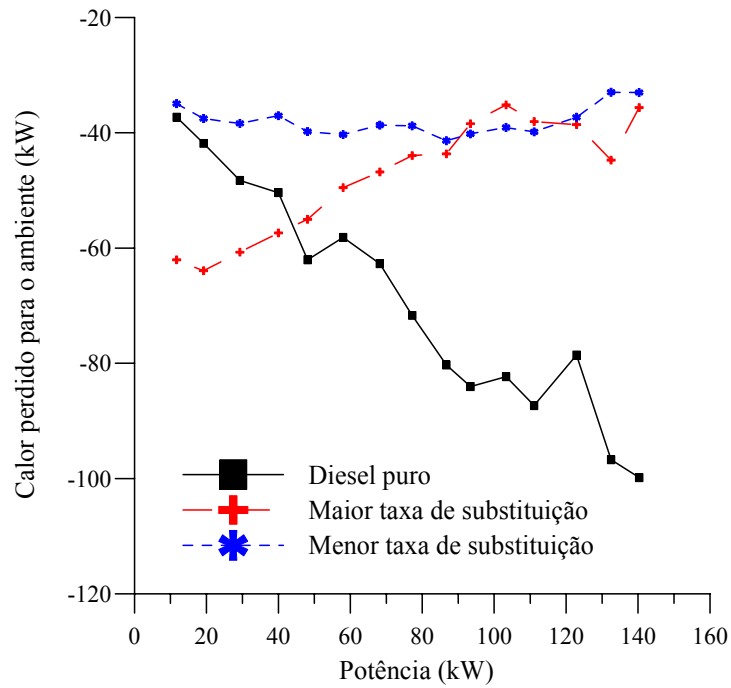


Figura 4.29 – Fluxo de calor perdido para o ambiente previsto pelo modelo proposto em função da potência gerada.

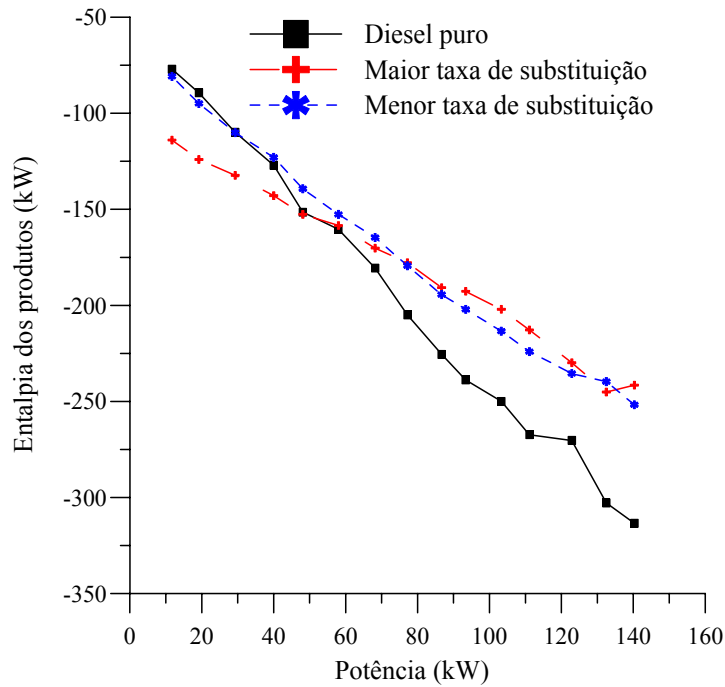


Figura 4.30 – Entalpia dos produtos por unidade de tempo prevista pelo modelo em função da potência gerada.

A Figura 4.31 mostra o excesso de ar calculado pelo modelo matemático. Verificou-se que o comportamento das curvas em todas as condições de operação são semelhantes. Os valores obtidos para a potência de 140 kW apresentam-se compatíveis com os dados experimentais, próximos de 100 % (diesel puro) e 70 % (diesel/gás na maior taxa de substituição). Com o decréscimo da potência, observa-se uma divergência maior entre os valores experimentais e teóricos. Estas divergências podem ter como causa os seguintes aspectos:

- O excesso de ar experimental foi obtido a partir da equação mostrada na seção 4.1.2.8, (que não leva em consideração a existência de CO, CO₂ e outros componentes) e o cálculo do ar teórico a partir da equação 3.9;
- Incerteza instrumental na medição experimental do teor de O₂ e outros componentes; e nas massas de diesel e gás natural;
- Erros numéricos provocados no processo de aproximação dos cálculos efetuados pelo modelo matemático;
- Não consideração de outros produtos da combustão que não foram incluídos nas reações de combustão, por impossibilidade de medição experimental e comprovação através de publicações.

A Figura 4.32 apresenta a fração molar de vapor de água contida nos produtos da combustão predita pelo modelo. Observa-se que para a condição de maior taxa de substituição, os valores são praticamente duplicados se comparados aos do diesel puro, na potência de 140 kW. Estas informações são importantes visto que a associação do vapor de água com produtos da combustão pode gerar elementos corrosivos que desgastam os elementos do escapamento. Ressalta-se que durante os ensaios para a condição de maior taxa de substituição, verificou-se um aumento considerável de água no sistema de retenção do analisador de gases, comprovando a existência de uma maior produção de vapor de água.

Na Figura 4.33 a seguir, pode-se visualizar o comportamento da temperatura de orvalho predita pelo modelo em função da potência desenvolvida. Verifica-se que com a utilização de misturas de diesel e gás natural, ocorre um aumento desta temperatura. Para a condição de maior taxa de substituição, verifica-se a maior diferença ao longo de toda a curva, a qual para a condição de 140 kW chega a aproximadamente 8 °C. Caso se utilize sistema de condução de gases de escapamento muito longo, isto pode possibilitar a condensação de vapores, ajudando a formação de compostos corrosivos, visto que a temperatura ao final no escapamento estará muito baixa. Com a utilização da mistura diesel gás em maiores quantidades, pode-se obter uma maior durabilidade do sistema de escapamento.

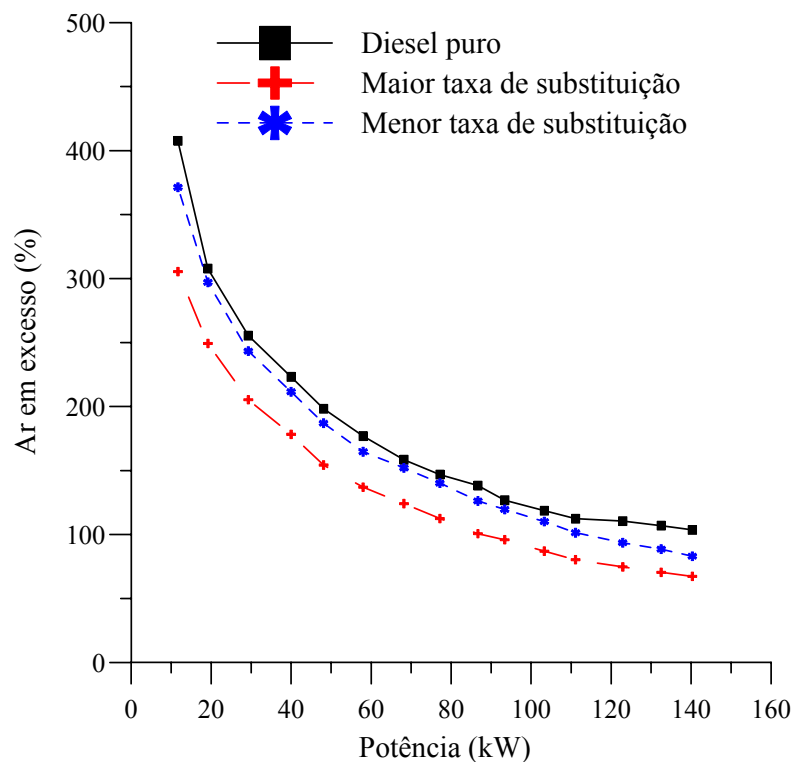


Figura 4.31 – Excesso de ar predito pelo modelo proposto em função da potência.

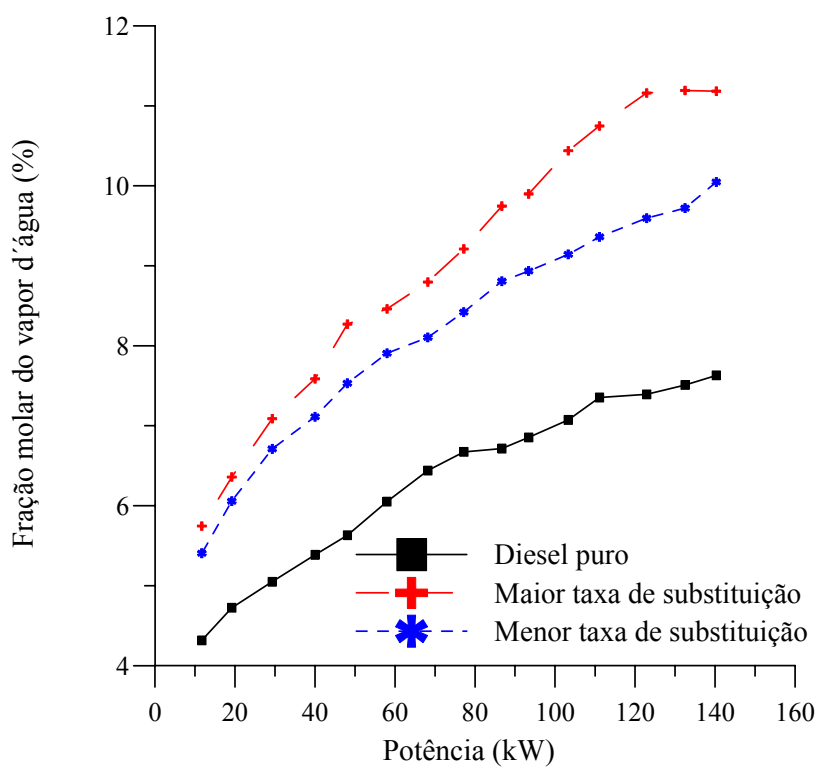


Figura 4.32 – Fração molar do vapor d'água predita pelo modelo em função da potência gerada.

A eficiência exergética é apresentada na Figura 4.34, onde se pode observar que ocorre um crescimento desta eficiência para cargas superiores a 80 kW, quando se utiliza misturas diesel gás natural, tanto para a menor como para a maior taxa de substituição. Observa-se que existe um comportamento mais uniforme nas curvas de mistura diesel/gás, comparado as curvas com diesel puro. Verifica-se que nas condições de mistura, ocorre um melhor aproveitamento na queima do combustível para as cargas mais elevadas, o que por si só pode justificar uma redução dos custos de geração de eletricidade com este tipo de motor.

Considerando-se que para as condições de carga superiores a 80 kW, observa-se uma elevação da eficiência exergética quando se utiliza mistura diesel/gás. Tal fato pode justificar a utilização de sistemas de cogeração acoplados ao motor, onde se poderia promover um melhor aproveitamento do calor perdido para o ambiente, conforme mostrado na Figura 4.28 e da entalpia dos gases de escapamento, como pode ser observado na Figura 4.29. Considerando-se estes dois parâmetros como as maiores e principais fontes de perda de energia pelo sistema do motor, o aproveitamento desta energia perdida na produção de calor e frio em sistemas de cogeração, poderia elevar ainda mais a eficiência exergética deste sistema térmico.

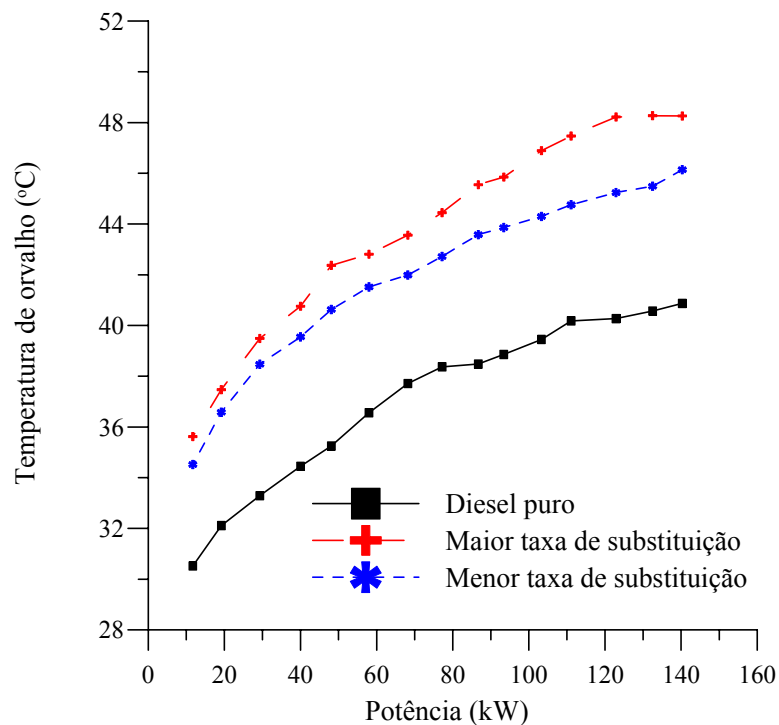


Figura 4.33 – Temperatura de orvalho predita pelo modelo em função da potência.

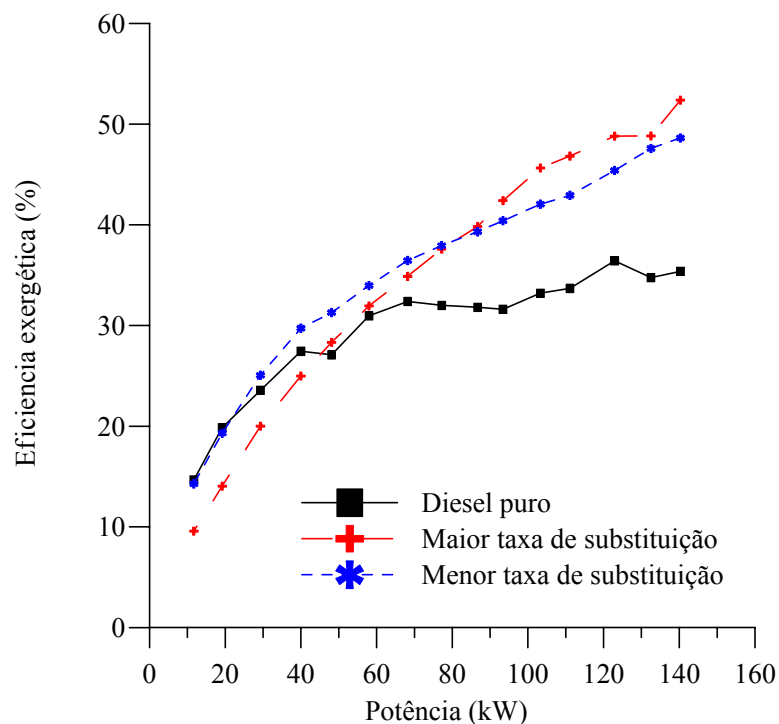


Figura 4.34 – Eficiência exergetica predita pelo modelo em função da potência gerada.

A exergia total para o motor operando na condição diesel puro, maior e menor taxa de substituição, é apresentada na Figura 4.35. Verifica-se que a exergia total para a condição diesel puro é maior para potências a partir de 50 kW, atingindo valor de 425,5 kW para a potência do motor de 150 kW. Para as condições de maior de substituição, a exergia total que é a soma da exergia da parcela de diesel utilizada mais a parcela de gás, é menor para potências até 50 kW e a partir desta, cresce até o valor de 287,3 kW para a potência de 150 kW. Para a condição de menor taxa de substituição, os valores iniciais são semelhantes aos da condição diesel puro até 90 kW, quando então supera a condição de maior taxa, chegando a 309,5 kW para a condição de 150 kW de potência do motor, condição esta que era esperada, visto ser a quantidade de diesel utilizado como piloto ser maior nesta condição.

A Figura 4.36 apresentada a seguir, mostra o comportamento da exergia destruída para a condição diesel puro, maior e menor taxa de substituição. Para o caso diesel puro, observa-se que ocorre uma destruição muito grande de exergia, chegando-se a valores de 207 kW para potência de 150 kW. Para a condição de menor taxa de substituição, verifica-se que para a potência de 10 kW, os valores são semelhantes aos da condição diesel puro e crescem até o valor de 106,2 kW para a potência do motor de 150 kW. Para a condição de maior taxa, verifica-se que esta se mantém dentro de valores que mudam de 108,1 kW na condição de 150 kW de potência até valores de 100 kW para a condição de 10 kW de potência.

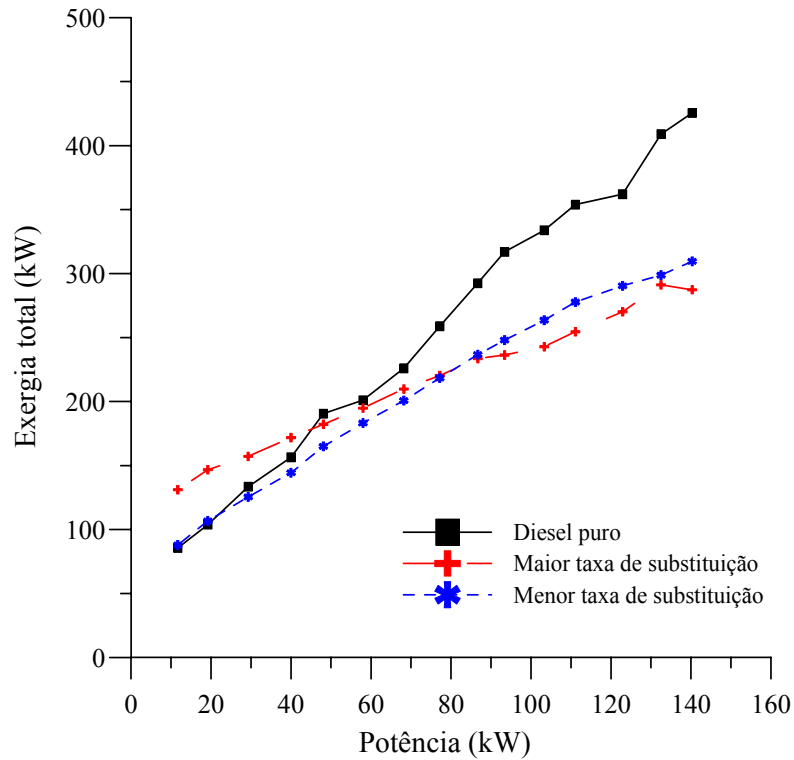


Figura 4.35 – Exergia total predita pelo modelo, para a condição diesel puro, maior e menor taxa de substituição, em função da potência gerada.

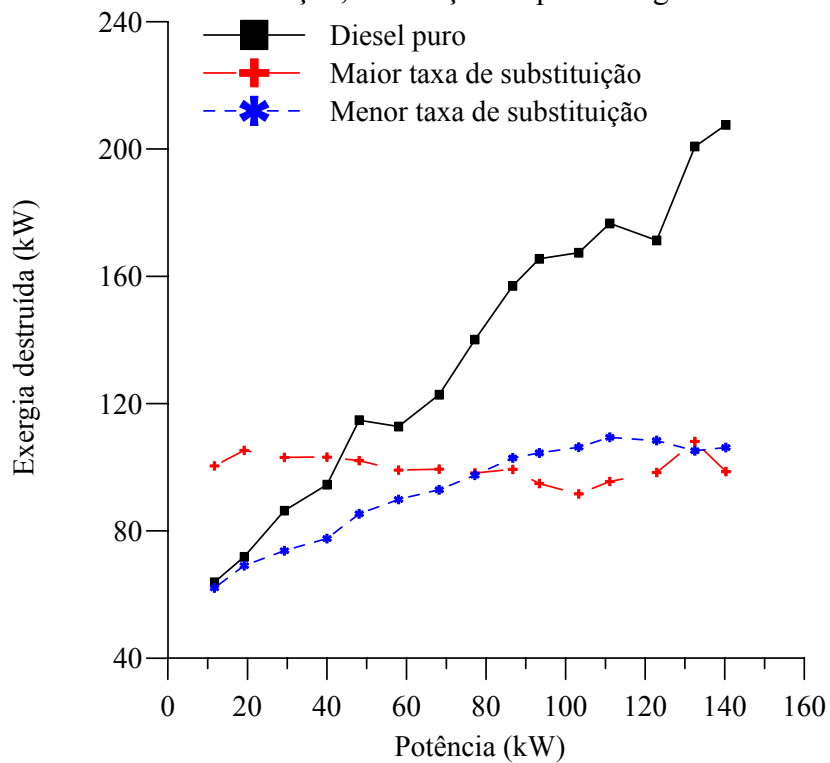


Figura 4.36 – Exergia destruída predita pelo modelo, para a condição diesel puro, maior e menor taxa de substituição, em função da potência gerada.

A exergia do calor perdido para o ambiente em função da potência é apresentada na Figura 4.37, onde se pode observar que para a condição diesel puro os valores da exergia chegam a 3,7 kW para a condição de 150 kW de potência do motor e 1,7 kW para valores de potência do motor de 10 kW . Para a condição de menor taxa de substituição, têm-se as seguintes condições: para 150 kW de potência 1,58 kW e atingindo valores máximo de 1,98 kW para 90 kW de potência do motor. Para a condição de maior taxa de substituição, verifica-se que ocorre um decréscimo desta exergia, visto que os valores iniciais são de aproximadamente 3 kW para a condição de 10 kW de potência do motor e decrescem para valores de aproximadamente 1,7 kW para a condição de 150 kW de potência do motor. Estes resultados mostram que a exergia do calor representa uma parcela pequena da exergia total, da ordem de 2 %.

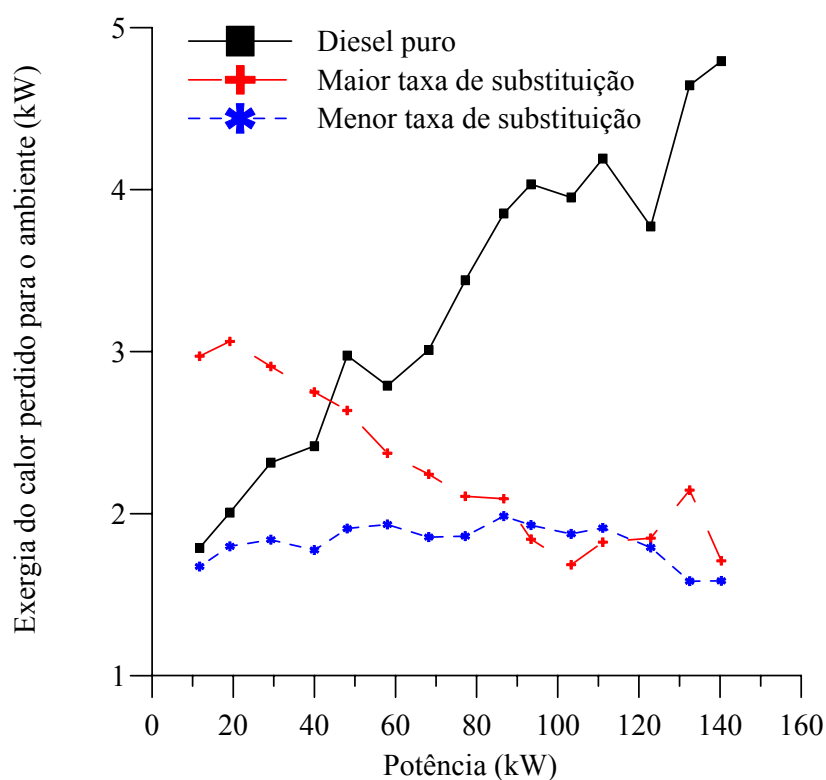


Figura 4.37 – Exergia do calor perdido para o ambiente predita pelo modelo, para a condição diesel puro, maior e menor taxa de substituição, em função da potência gerada.

A Figura 4.38 a seguir mostra o comportamento da exergia dos produtos da combustão para a condição diesel puro, maior e menor taxa de substituição. Pode-se verificar que ocorre um crescimento da exergia para todas as condições de operação (diesel puro e dual). Para a condição diesel puro, observa-se um crescimento da exergia de aproximadamente 7,47 kW na potência de 10 kW para 62,58 kW na potência de 150 kW. Para a condição de maior taxa de

substituição, pode-se observar que também ocorre um crescimento desta exergia, iniciando com valores de 15,12 kW para a potência do motor de 10 kW chegando a valores de 39,41 kW na potência de 90 kW e decrescendo para valores de 36,48 kW na potência do motor de 150 kW. Para a condição de menor taxa de substituição, pode-se verificar que esta se mantém sempre crescente, iniciando com 11,66 kW na potência do motor de 10 kW e chegando a 51,24 kW para a condição de potência do motor de 150 kW. É importante se observar que a partir de 90 kW de potência do motor, passa a existir um potencial exergético considerável, o que pode proporcionar uma condição de aproveitamento desta exergia em processos de co-geração, na produção de calor e frio.

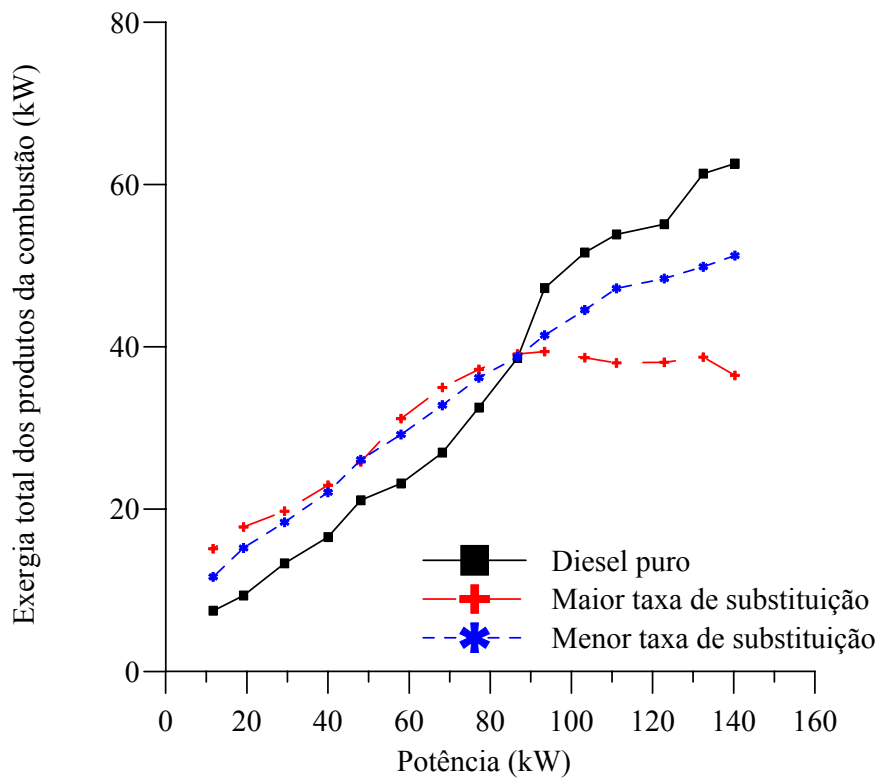


Figura 4.38 – Exergia dos produtos da combustão predita pelo modelo, para a condição diesel puro, maior e menor taxa de substituição, em função da potência gerada.

A Figura 4.39 apresenta o comportamento da exergia química predita para os gases de escape do motor para todas as condições de trabalho previstas. Pode-se verificar que para a condição diesel puro, esta exergia variou de 0,8 kW para a potência de 10 kW, atingindo valores de 14,22 kW na potência de 110 kW e decrescendo a partir daí até valores de 10,54 kW na potência de 150 kW. Para a condição de maior taxa, os valores mudaram entre os limites de 2,9 kW até 11,8 kW, apresentando um crescimento com o aumento da potência até a potência de 90 kW e a partir daí decrescendo até 4,3 kW na potência de 150

kW. Para a condição de menor taxa têm-se os seguintes resultados: apresenta-se sempre crescente, iniciando com 3,9 kW na potência de 10 kW e chegando a valores de 14,6 na potência de 150 kW.

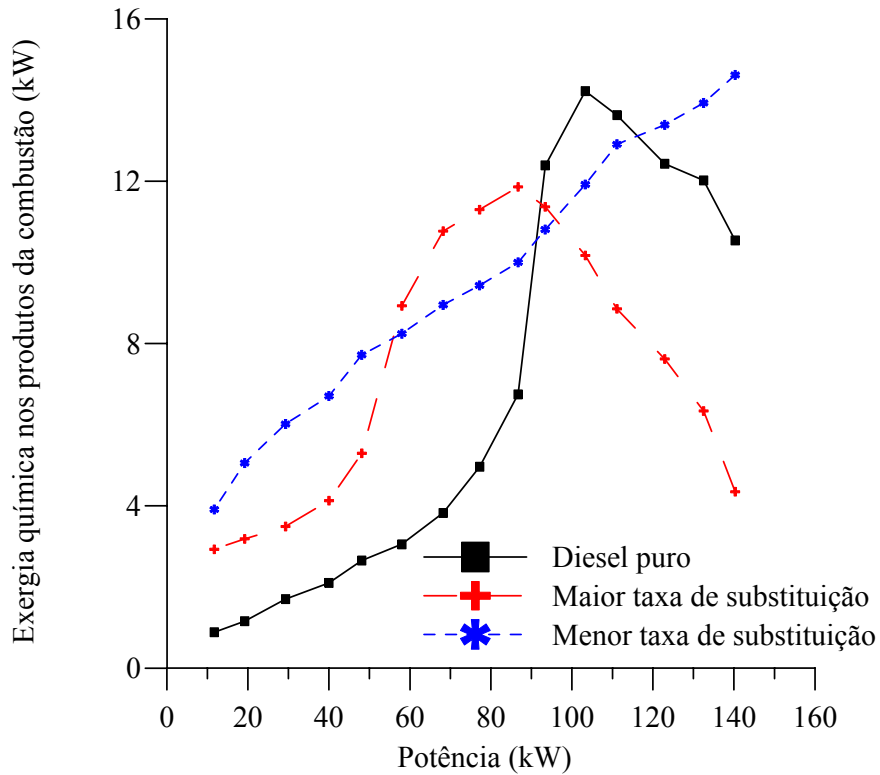


Figura 4.39 – Exergia química nos produtos da combustão predita pelo modelo, para a condição diesel puro, maior e menor taxa de substituição, em função da potência gerada.

A Figura 4.40 mostrada a seguir, apresenta os valores da exergia térmica dos produtos da combustão. Pode-se verificar que para a condição diesel puro, apresenta um comportamento sempre crescente, iniciando com 6,6 kW na potência de 10 kW do motor, chegando a valores de 52 kW na potência de 150 kW. Para as condições de maior taxa e menor taxa, o comportamento das curvas foram semelhantes e variaram de 12 kW a 32 kW para as potências de 10 kW a 150 kW na condição de maior taxa e de 7,7 kW até 36,6 kW para potências de 10 kW a 150 kW na condição de menor taxa.

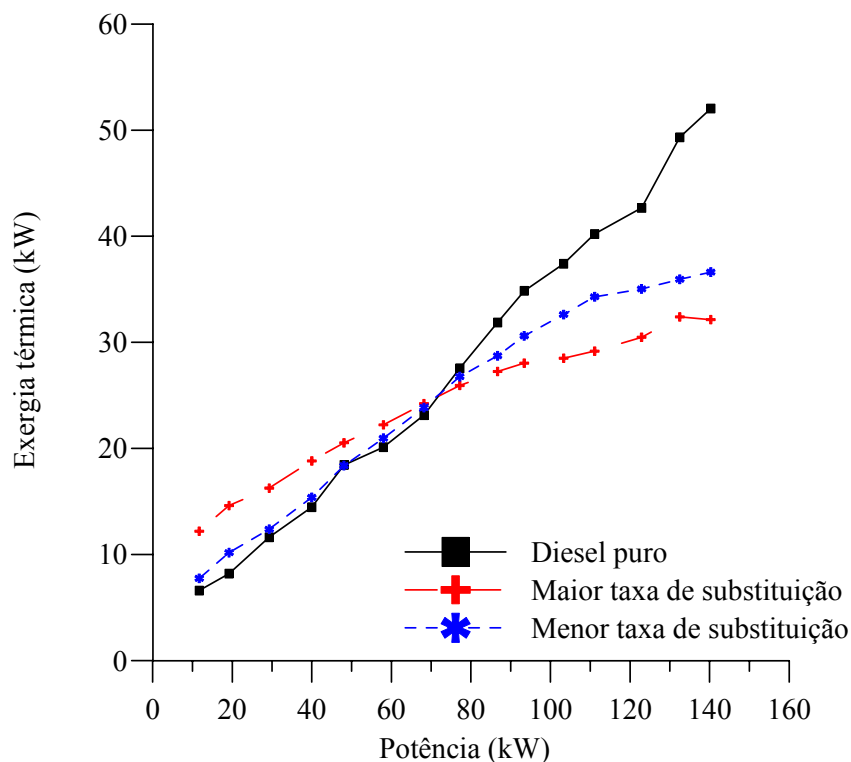


Figura 4.40 – Exergia térmica nos produtos da combustão predita pelo modelo, para a condição diesel puro, maior e menor taxa de substituição, em função da potência gerada.

A Figura 4.41 mostra as condições de fluxo de exergia e potência gerada preditas pelo modelo, para a condição de operação com diesel puro e potência máxima.

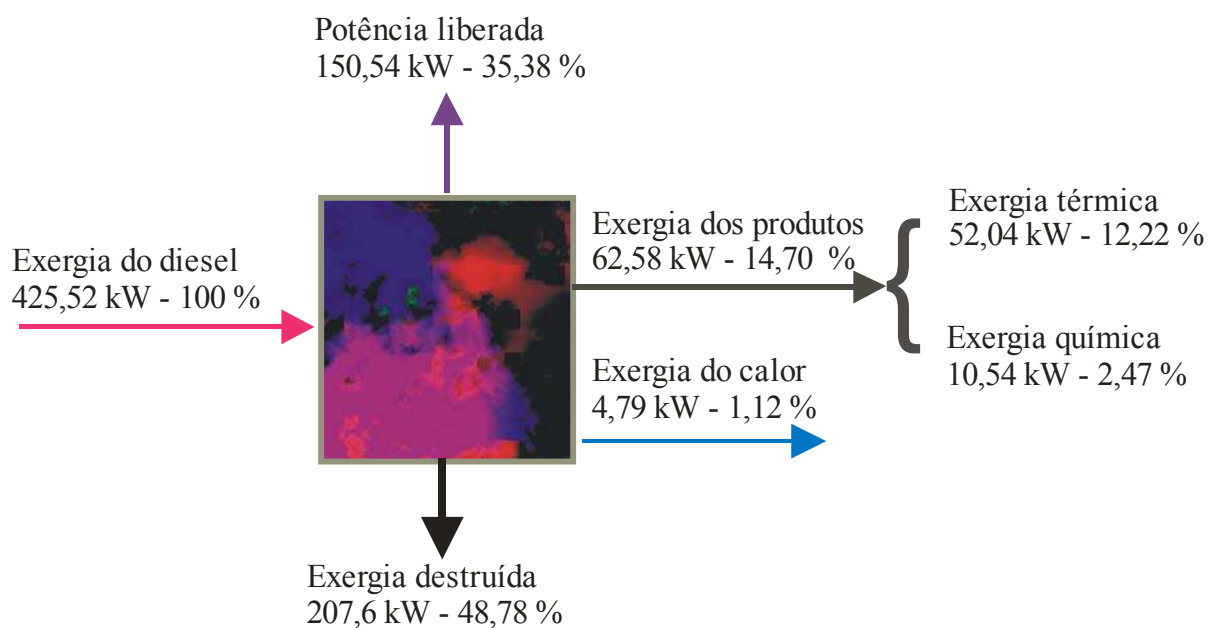


Figura 4.41 - Diagrama do fluxo de exergia com diesel puro em potência máxima.

Na Figura 4.42 pode-se verificar as condições de fluxo de exergia e potência gerada previstas pelo modelo, para a condição de operação dual, com diesel e gás natural na condição de potência máxima. Melo Jr. (2006), apresenta valores de trabalho útil na ordem de 38 % e exergia dos produtos de 24 %.

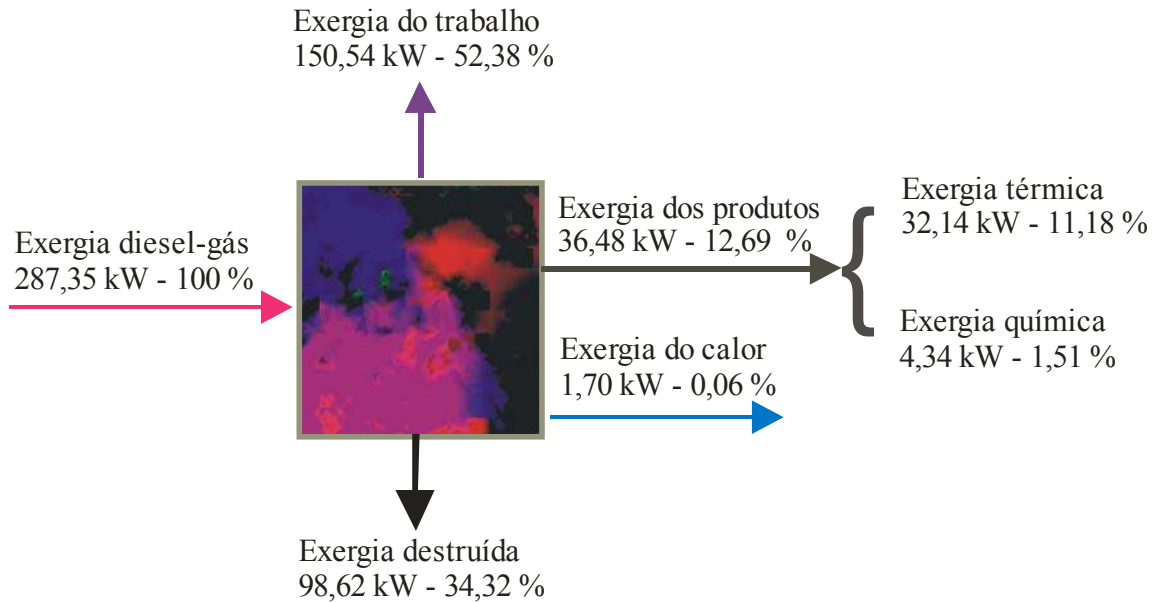


Figura 4.42 – Diagrama do fluxo de exergia com diesel/gás em potência máxima.

O fluxo de exergia e a potência previstas pelo modelo são mostradas na Figura 4.43 apresenta um diagrama mostrando as condições de fluxo de exergia e potência gerada, previstas pelo modelo para a condição de operação com diesel puro e potência mínima.

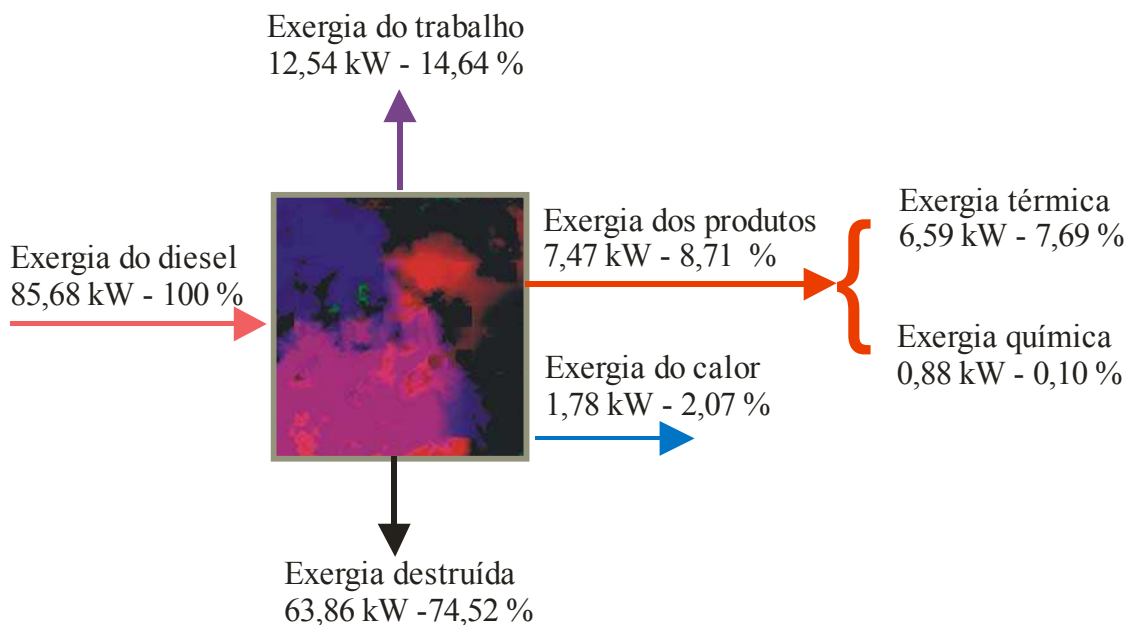


Figura 4.43 - Diagrama do fluxo de exergia com diesel puro em potência mínima

A Figura 4.44 apresenta um diagrama mostrando as condições de fluxo de exergia e potência gerada, previstas pelo modelo para a condição de operação dual, com diesel e gás natural na condição de potência mínima.

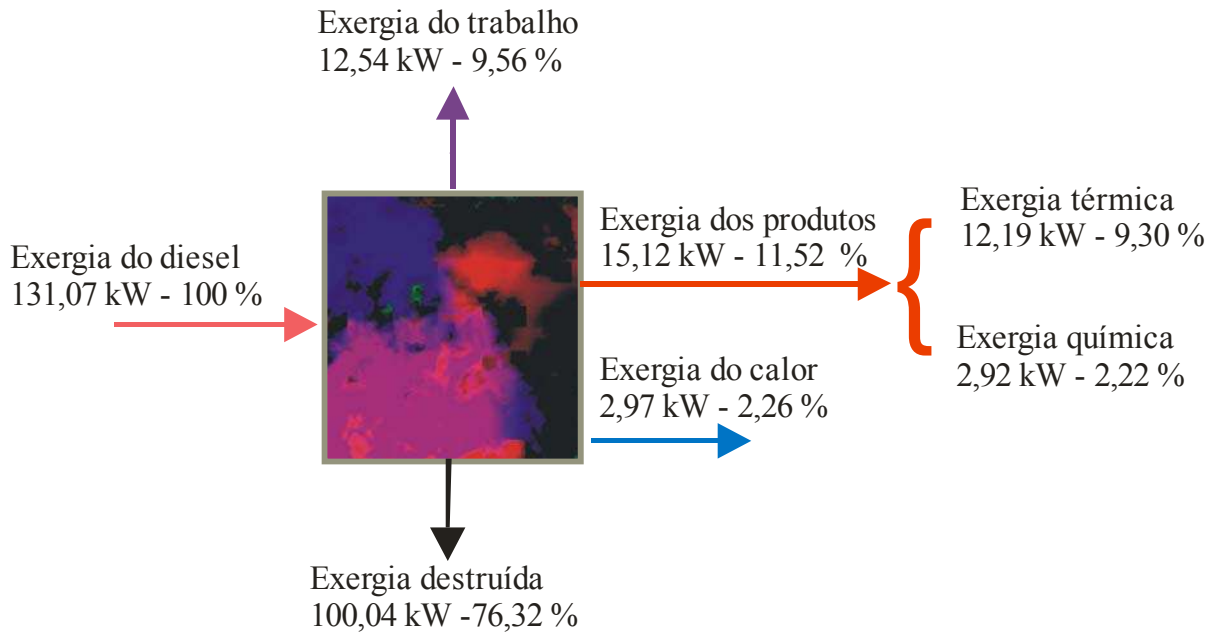


Figura 4.44 – Diagrama do fluxo de exergia com diesel/gás e potência mínima.

A Figura 4.45 mostra o diagrama para a condição de operação de máxima potência, utilizando-se apenas diesel como combustível do motor. Observa-se que para esta condição, com uma quantidade de energia entrando de 396,78 kW, obtém-se valores compatíveis com as literaturas, que fazem referência a valores próximos de 1/3 de calor perdido, 1/3 de potência produzida e 1/3 de energia nos produtos. Pereira (2004) apresenta valores de potência útil de 41,5 %, energia nos gases de escape 36,1 % e demais perdas na ordem de 27 %. Pode-se verificar que os valores obtidos no presente trabalho estão bem próximos dos valores obtidos por Pereira (2004).

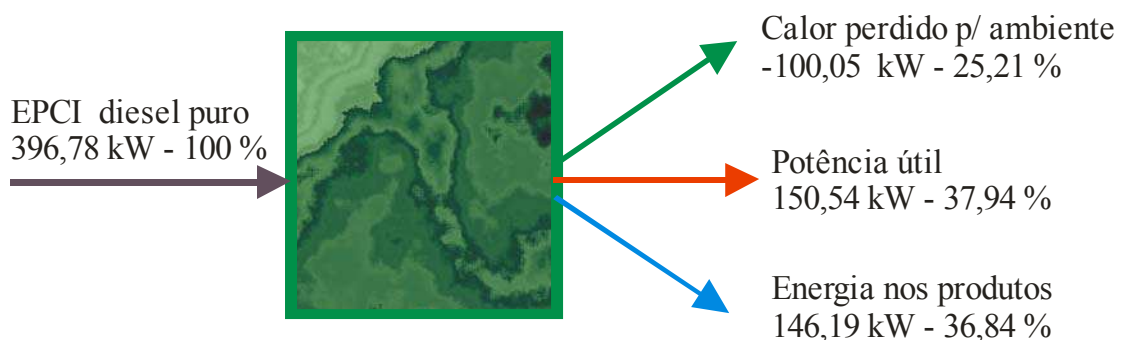


Figura 4.45 - Diagrama de fluxo de energia para a condição com diesel puro e maior potência

A Figura 4.46 mostra o diagrama para a condição de operação de máxima potência, operando no modo dual, diesel e gás natural como combustível do motor. Observa-se que para esta condição, com uma quantidade de energia entrando de 273,01 kW, obtém-se valores de perda de calor menores, assim como a energia contida nos produtos de combustão também é menor, o que torna a utilização do motor no modo dual, viável.

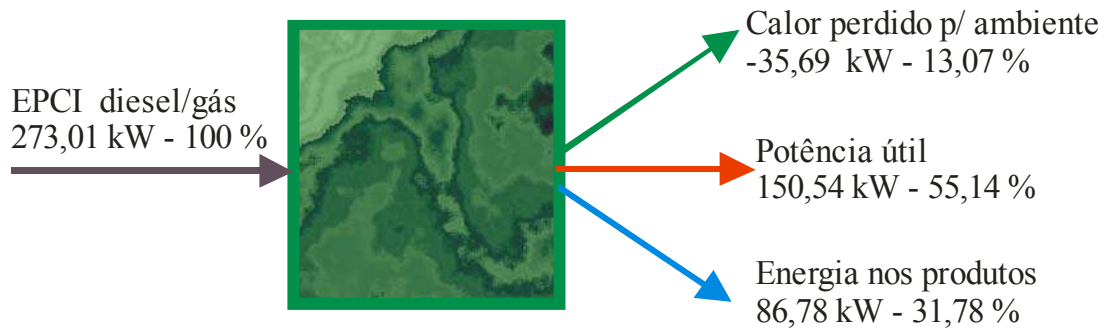


Figura 4.46 - Diagrama de fluxo de energia para a condição dual, diesel/gás e maior potência

A Figura 4.47 apresenta um diagrama de energia para a condição de menor potência, utilizando-se diesel puro, observa-se que para esta condição ocorre uma mudança considerável com relação a máxima potência com diesel puro, onde a potência útil, o calor perdido para o ambiente e a energia nos produtos, são consideravelmente menores, o que era esperado nesta condição.

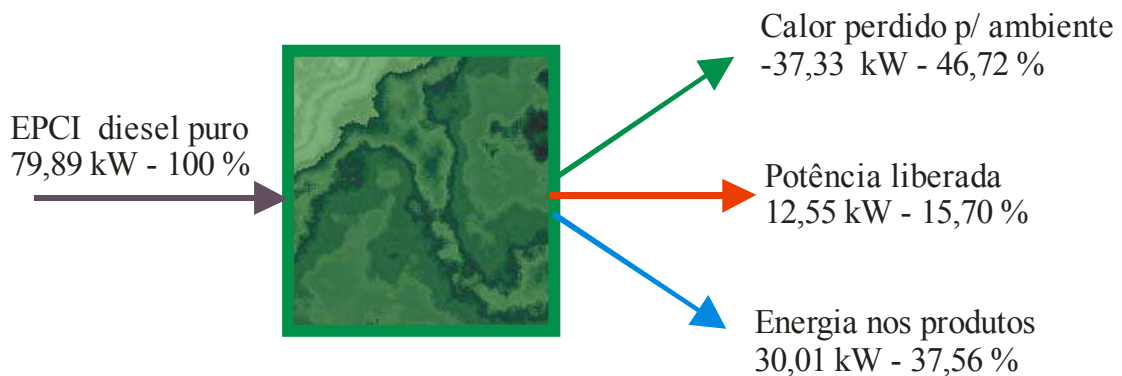


Figura 4.47 - Diagrama de fluxo de energia para a condição diesel puro e menor potência.

A Figura 4.48 apresenta um diagrama de energia para a condição de menor potência, utilizando-se diesel e gás natural, comparando-se esta condição com o modo diesel puro, verifica-se que para uma mesma potência útil, necessita-se de uma maior quantidade de

energia na entrada além do que, na saída tem-se uma maior perda de calor para o ambiente e também uma maior quantidade de energia presente nos produtos da combustão.

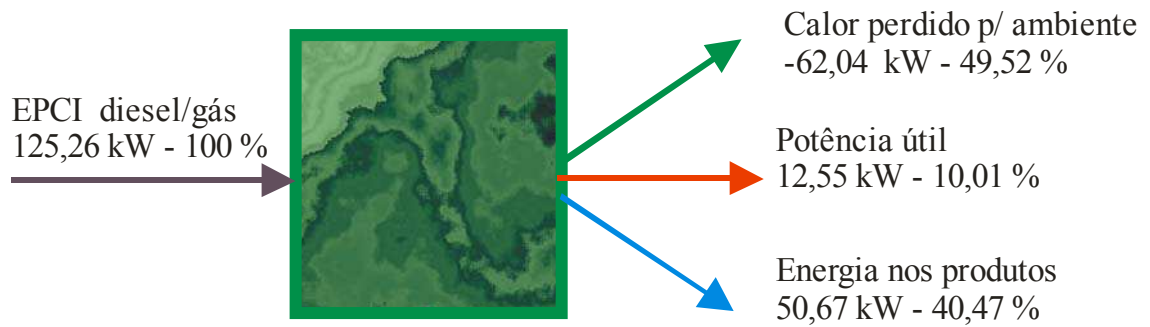


Figura 4.48 - Diagrama de fluxo de energia para a condição dual diesel/gás e menor potência.

CAPÍTULO 5

CONCLUSÕES E SUGESTÕES

5.1 Conclusões

Considerando os resultados experimentais e simulados da performance e emissões de um motor de combustão interna do ciclo Diesel, operando com diesel puro e na forma diesel e gás natural, pode-se concluir que:

Os valores medidos do consumo específico de diesel para as diversas condições de carga aplicada, estão compatíveis com valores informados pelo fabricante, assim como valores da literatura, quando o motor opera com diesel puro como único combustível.

O motor diesel operou com mistura de diesel e gás natural com taxas de substituição do diesel por gás que variaram de 78,7 % até 88,5 %, na maior taxa de substituição.

Em qualquer condição de trabalho, com diesel puro ou mistura de diesel e gás natural em diferentes proporções, o motor operou normalmente, não apresentando anormalidades tais como detonação, por exemplo, com rotação praticamente constante em torno de 1796 ± 4 rpm.

A temperatura média dos gases de escapamento variou de 261 °C até 564 °C para a condição diesel puro, de 314 °C até 576 °C para a condição de maior taxa de substituição e de 285 °C até 554 °C para a condição de menor taxa de substituição, quando a potência variou de 11,7 kW até 140,3 kW, respectivamente.

A pressão e temperatura do ar após o turbo compressor variaram de 124 até 254 kPa e de 78 a 100 °C respectivamente, quando a potência variou de 11,7 até 140,3 kW, para a condição de diesel puro.

A análise de CO para o motor operando de forma dual, apresenta valores de $\approx 0,075$ % para a carga de 140 kW, compatíveis com a literatura, no entanto superior ao valor medido quando o motor opera com diesel puro ($\approx 0,012$ %). A taxa de emissão de CO ficou em 5,9 g/kWh na potência de 150 kW para a condição de maior taxa de substituição.

Os resultados da análise de CO₂ mostram valores de ≈ 6 % para todos os casos analisados (motor operando com diesel e diesel e gás natural) na potência de 140 kW. Houve redução de emissão de CO₂, quando o motor operou com mistura de diesel e gás, para potências menores que 110 kW.

Quando o motor opera na forma dual, a concentração de NO_x (NO + NO₂) apresentou valores inferiores aqueles obtidos quando o motor trabalhou com diesel puro (0,065 %) para cargas de até 110 kW, e superando para potências maiores, chegando a valores de 0,10 % para a carga de 140kW. A taxa de emissão de NO_x atingiu o valor de $\approx 10,3$ g/kWh, na potência de ≈ 150 kW quando o motor operou na forma dual com taxa de substituição de 78,7 %. Quando o motor operou com diesel puro o valor foi de 6,6 g/kWh.

A análise dos gases de escape indicou valores de 14,8 % de O₂ na taxa de substituição de 82,3 %, e 16 % para a condição de diesel puro, ambas na carga de 11,7 kW, decrescendo para 10,5 % na taxa de 78,7 % e de 8,5 % quando o motor operou com diesel puro, ambos na potência de ≈ 140 kW.

A concentração de metano (C_xH_y) nos gases de escape apresentou valores inferiores a 0,17 % em todas as potências testadas, independente do modo de operação do motor (dual ou diesel puro).

A eficiência de combustão apresenta valor de $\approx 75\%$ e carga de 12 kW e $\approx 74\%$ para carga de 140 kW para a condição de diesel puro. Com a maior taxa, os valores são de: $\approx 76\%$ para 12 kW e $\approx 77\%$ para 140 kW. A partir de 100 kW, a eficiência de combustão no modo dual supera a da condição diesel puro.

O excesso de ar decresceu de $\approx 330\%$ na potência de ≈ 10 kW para $\approx 100\%$ na potência de 140 kW, quando o motor operou com diesel puro, e de $\approx 250\%$ e 70% , no modo dual nas mesmas potências.

A eficiência energética do motor operando no modo dual superou aquela obtida no modo diesel puro, para potência superior a 80 kW. Na potência ≈ 10 kW, os valores foram de 15% para a condição de operação diesel puro e menor taxa de substituição. Para a condição de maior taxa de substituição, os valores foram de 10% . Para a potência de 140 kW, a eficiência do modo dual é bastante superior ao modo diesel puro, chegando a valores de 50% para a menor taxa de substituição e 55% para a maior taxa de substituição, na potência de 140 kW.

Os custos de geração com o motor operando com mistura diesel/gás natural, apresentam valores favoráveis a partir de 50 kW de potência. Para potência de 140 kW, os custos são de: 31,13 US\$/h para diesel puro e 22,35 US\$/h na maior taxa de substituição.

O modelo matemático apresentado para descrever a reação de combustão de uma mistura de hidrocarbonetos, com ênfase a diesel e gás, e os desempenhos energéticos e exergéticos de um motor de combustão interna operando de forma dual (mistura diesel e gás natural) mostrou-se adequado. As principais vantagens do modelo são:

- Razoável grau de aproximação com os dados experimentais e da literatura;
- Simplicidade e eficácia computacional;
- Facilidade de extensão para outras situações que envolvam aproveitamento de energia;
- Aplicável para diversos hidrocarbonetos, e diferentes proporções de diesel e gás natural;

- Alta estabilidade numérica e baixo tempo computacional;
- Versátil e aplicável para prever condições reais e ideais.

A eficiência de combustão predita pelo modelo matemático apresentou resultados inferiores ao calculado pelo analisador em aproximadamente 10 pontos percentuais, na potência de operação de 150 kW, em todos os modos de operação do motor (dual e diesel gás).

A temperatura adiabática de chama predita pelo modelo indica que quando o motor opera de forma dual, esta propriedade apresenta valores superiores (1228 °C) aos obtidos com o caso de operação com diesel puro (1063 °C), para potência de ≈ 150 kW.

A quantidade de calor perdida para o ambiente predita pelo modelo quando o motor opera com diesel puro (≈ 100 kW) foi superior aquela obtida no modo dual ($\approx 35,6$ kW), na potência de ≈ 150 kW, enquanto que a entalpia dos produtos atingiu os valores de ≈ 283 kW (diesel puro) e 313 kW (modo dual), nas mesmas potências.

O excesso de ar predito pelo modelo apresentou diferença com relação ao determinado pelo analisador em ± 3 pontos percentuais (erro menor que 3 %), na potência de ≈ 150 kW, aumentando esta diferença para a condição de baixa potência, atingindo um erro de ≈ 25 %, na potência de ≈ 12 kW.

A fração molar da água predita pelo modelo apresentou valores inferiores a 11,5 % no modo dual e menor que 8 % na condição de trabalho com diesel puro, para potência de ≈ 150 kW. A temperatura de orvalho atingiu valor de ≈ 49 °C no modo dual, e de 41 °C no modo diesel puro. Em qualquer potência estudada, tanto a fração molar do vapor d'água quanto a temperatura de orvalho no modo dual, apresentaram resultados superiores aqueles obtidos no modo diesel puro.

A eficiência energética predita pelo modelo, variou de 15,7 a 37,9 % no modo diesel puro e de 10,02 a 55,13 % no modo dual (maior taxa de substituição), para a potência variando de 12 a 150 kW.

A eficiência exergética predita pelo modelo variou de 14,6 a 35,4 % no modo diesel puro e de 9,57 a 52,38 % no modo dual (maior taxa de substituição), valores considerados baixos, indicando a necessidade de estudos para aproveitamento da energia perdida para o ambiente na forma de calor e gases de escape.

Para o modo de operação diesel puro, a exergia total apresentou valores variando de 85 kW a 425 kW, na faixa de potência de 12 a 150 kW. Destes valores a exergia destruída variou de 63 a 207 kW, a exergia dos gases de exaustão variou de 7,4 a 62,5 kW, enquanto que a exergia do calor perdido para o ambiente apresentou valores que variaram de 1,79 a 4,79 kW.

Para o motor operando no modo dual, em condição de maior taxa de substituição, a exergia total apresentou valores variando de 131,0 a 287,3, na faixa de potência de 12 a 150 kW. Destes valores a exergia destruída variou de 100,4 a 98,6 kW, a exergia dos gases de exaustão variou de 15,1 a 36,4 kW, enquanto que a exergia do calor perdido para o ambiente apresentou valores que variaram de - 2,9 a - 1,7 kW, respectivamente para as condições de potências de 12 a 150 kW.

Para o motor operando no modo dual, e na condição de menor taxa de substituição, a exergia total apresentou valores variando de 87,9 a 309,5, na faixa de potência de 12 a 150 kW. A exergia destruída variou de 62,0 a 106,2 kW, a exergia dos gases de exaustão variou de 11,6 a 51,2 kW, enquanto que a exergia do calor perdido para o ambiente apresentou valores que variaram de - 1,7 a - 1,6 kW, respectivamente para as condições de potências de 12 e 150 kW.

5.2 Sugestões

Considerando-se o que foi estudado no presente trabalho, sugere-se:

A continuidade dos estudos com o modelo matemático desenvolvido, procurando-se incluir o maior número de reações que contemplem os demais componentes dos combustíveis, visto que no modelo atual considerou-se apenas o gás natural na forma CH_4 , C_2H_6 , C_3H_8 e C_4H_{10} , o óleo combustível na forma $\text{C}_{12}\text{H}_{26}$ e o enxofre contido no óleo combustível.

Verificar o comportamento das eficiências energética e exergética do motor, com valores de taxa de substituição de diesel por gás natural superior à testada no presente

trabalho. Isto poderia justificar o desenvolvimento de motores de altas taxas de compressão para utilizarem apenas gás natural.

Estudar o aproveitamento da energia perdida pelo sistema de escapamento e para o ambiente, em processos de co-geração, para a produção de frio e calor, em sistemas de condicionamento e conforto térmico de ambientes, como forma de otimizar a utilização deste combustível.

Instalar sensores de temperatura e pressão na câmara de combustão, com o objetivo de verificar a ocorrência de detonação, para as condições de potência e taxa de substituição testada neste trabalho.

Estudar o efeito da variação de temperatura do gás natural na admissão do motor, em sistemas que utilizam gás a alta pressão (cilindros), e compará-los com sistemas que utilizam gás a baixa pressão (gasoduto).

Analisar o sistema instalado, com relação às condições de emissão de poluentes, potência e consumo específico de combustível, quando utilizando biodiesel e misturas de biodiesel e gás natural.

REFERÊNCIAS

ABD ALLA, G. H.; SOLIMAN, H. A.; BADR, O. A. and ABD RABBO, M. F. - Effect of injection timing on the performance of a dual fuel engine; **Energy Conversion and Management**; 43; pp. 269 – 277, 2002.

ABD ALLA, G. H.; SOLIMAN, H. A.; BADR, O. A. and ABD RABBO, M. F. - Effect of pilot fuel quantity on the performance of a dual fuel engine; **Energy Conversion and Management**; 41; pp. 559 – 572, 2000.

ABD ALLA, G. H.; Using exhaust gas recirculation in internal combustion engines: a review. **Energy Conversion and Management**; 43 pp.1027–1042, 2001.

ANP – Disponível em www.anp.gov.br - Acessada em 30/05/2005.

AJAV, E. A.; SINGH, B.; BHATTACHARYA, T. K.; Performance of stationary diesel engine using vaporized ethanol as supplementary fuel. **Biomass and Bioenergy**. v.15; n 6; pp 493-502, 1998.

ARCAKLIOGLU, E.; ÇELIKTEN, I.; A diesel engine's performance and exhaust emissions. **Applied Energy**, v 80; n 1; pp 11-22; 2005.

AKAGAWA H.; MIYAMOTO, T.; HARADA, A.; SASAKI, S.; SHIMAZAKI, N.; HASHIZUME, T.; TSUJIMURA, K. Approaches to solve problems of the premixed lean

diesel combustion. **SAE Paper**, pp 01- 183, 1999.

BALDISSERA, L. A. **Avaliação teórica de desempenho de um motor quatro tempos diesel monocilindrico em um ciclo bi-combustível, diesel-gnv**. Disponível em http://143.54.70.55/pss/diploct/Laura_Baldissera_B.pdf , acessada em 10/10/2005

BEN - **Balanco Energético Nacional**. Agência Nacional de Energia Elétrica - Ministério de Minas e Energia, Brasília, Brasil. 2002. Acesso em 30/05/2005

BHATTACHARYA, T.K.; BACHCHAN, S.; MISHRA, T.N. A compression ignition engine on biogas-Diesel fuel. **Agricultural Mechanization in Asia, Africa and Latin America**, Tóquio, v.19, n.3, p.32-6, 1988.

BRAGA, S. L.; BRAGA, C. V. M.; PEREIRA, R - **Uso do gás natural em motores diesel – Experiência acumulada no LEV/PUC-Rio**. 2006.

BRAUN, S.; APPEL, L. G.; SCHMAL, M. A poluição por máquinas de combustão interna movidas à diesel – a questão dos particulados. Estratégias atuais para a redução e controle das emissões e tendências futuras. **Química Nova**; vol 27; N 3; pp 472-482, 2003.

CHALLEN, B.; ARANESCU, R; **Diesel Engine Reference Book**; Second Edition; British Library Cataloguing in Publication Data, 1999.

CLÁUDIO, J.; **Princípios de funcionamento, instalação, operação e manutenção de grupos diesel geradores**; Disponível em <http://www.joseclaudio.eng.br>; Acesso em 12-12-2005

CRAM S. A. **Plantas elétricas**. <http://www.cram-sa.com.ar>; Acesso em 07 de junho de 2005.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. Lisboa: Editora McGraw-Hill, 2001.

ECONOMIA E ENERGIA, **Avaliação das emissões em veículos pesados**. n. 25, março – abril 2001.

FERGUSON, C. R. **Internal combustion engines – Applied thermodynamics**. New York: Editora: John Wiley & Sons, 2001.

GÁSENERGIA, Portal Gás Energia. Disponível em <http://www.gasenergia.com.br>. – acessada em 07-06-2005.

GIACOSA, D. **Motores endotérmicos**. Madrid: Editorial Dossat, 1986. 722 p.

GUARINELLO, F. Jr. **Avaliação Termoeconômica de um Sistema de Cogeração Proposto para um Pólo Industrial**.1997. Dissertação (Mestrado). Unicamp.

HENHAM, A.; MAKKAR. M. K. - Combustion of simulated biogas in a dual-fuel diesel engine; **Energy Conversion and Management**; v. 39, n. 16-18, pp 2001-2009, 1998.

HEYWOOD, J. B. **Internal combustion engine fundamentals**; New York: McGraw-Hill, 1988

HELMANTEL, A., GUSTAVSSON, J.; DENBRATT, I. Operation of a DI Diesel Engine With Variable Effective Compression Ratio in HCCI and Conventional Diesel Mode, **SAE Paper**, 2005-01-0177. 2005.

IEMA. **Relatório da qualidade do ar da grande Vitória**. Governo do estado do Espírito Santo. Ano 2002.

INCROPERA, F. P.;DEWITT, D.P.; **Fundamentals of heat and mass transfer**. New York: Editora John Wiley & Sons, 2002.

KARIM, G. A. A review of combustion processes in the dual engine – the gas diesel engine. **Program Energy Combustion Science**. v. 6; pp 227-285. 1980.

KOTAS, T. J. **The exergy method of thermal plant analysis**. London: Butterworths, 1985.

KUSAKA, J.; AKAMOTO, T.; DAISHO, Y.; KIHARA, R.; SAITO, T.; Comustion and exhaust gas emission characteristics of a diesel engine dual fuel with natural gas. **JSAE Review**. Pp 489-496, 2000.

LEE, C. S.; LEE, K. H.; KIM, D. S.; Experimental and numerical study on the combustion characteristics of partially premixed charge compression ignition engine with dual fuel. **International Journal Thermal Science**, pp 553-560, 2003.

MANSOUR C.; BOUNIF A.; ARIS, A.; GAILLARD, F.- Gás-diesel (dual-fuel) modeling in diesel engine environment. **International Journal Thermal Science**, pp 409-492, 2001.

MARTINELLI, Jr. L. C. **Motores de combustão interna: conceitos básicos**; Panambi, RS; Editora da Unijuí, Campus Panambi, 2003.

MEDEIROS, M. A. O.; ARAÚJO, A. S.; FERNANDES, N. S. Estudo comparativo das propriedades físico-químicas do óleo diesel combustível nos estados do RN e PB. In: 2º Congresso Brasileiro de P&D em Petróleo e Gás. Rio de Janeiro, 2003. Anais....., CD Rom.

MELLO, A. G. **Acionamento de máquinas de fluxo por motores de combustão interna a gás natural**. 2006. 220 p. Tese (doutorado em energia). Universidade de São Paulo, Escola Politécnica/Faculdade de Economia/Instituto de Eletrotécnica e Energia/Instituto de Física. São Paulo.

MORAN, M. S.; SHAPIRO, H. N. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics**. New York: Editora LTC, 2000.

NATERER G. F. **Heat transfer in single and multiphase system**. New York: Editora CRC, 2003.

Natural Gás Vehicle Coalition; Disponível em <http://www.apvgn.pt/faqs/faqs.htm>; acesso em 10/12/2005.

NWAFOR, O. M. I.; RICE, G. Combustion characteristics and performance of natural gas in high speed indirect injection diesel engine; **Renewable Energy**; V. 5; Part II; pp. 841 – 848, 1994.

OBER, E. F.; **Motores de combustão interna**; Porto alegre: Editora Globo, 1971.

O Estado de São Paulo – **O Brasil tem reservas de gás natural para 50 anos**. Publicado em 07 de maio de 2006.

PARLAK, A.; SAHIN, B.; YASSAR, H. Performance optimization an irreversible dual cycle with respect to pressure ratio and temperature ratio – Experimental results of a ceramic coated IDI diesel engine. **Energy Conversion Management**, 2004

PAPAGIANNAKIS, R. G.; HOUNTALAS, D. T. Experimental investigation concerning the effect of natural gas percentage on performance and emissions of a di dual fuel diesel engine; **Applied Thermal Engineering**; 23; pp. 353 – 365, 2003

PAIRY, F.; GUARDIOLA, C. Trends in automotive diesel engines' design. Anais **18^o International Congress of Mechanical Engineering**. Ouro preto, 2005. Anais..., CD-ROM.

PBGAS. Relatório das propriedades do gás natural distribuído na Paraíba. Disponível em <http://www.pbgas.pb.gov.br>, acesso em 2006.

PEREIRA, R.H.; BRAGA, S. L.; BRAGA, C. V. M. - Substituição parcial do óleo diesel pelo gás natural em motores – atratividade da tecnologia e sua avaliação experimental. In: **CONEM 2004**, Belém, 2004. Anais..., CD-ROM.

RAMOS, L. P. - Centro de Pesquisa em Química Aplicada do Departamento de Química da UFPR - Disponível em <http://www.universia.com.br/materia/materia.jsp?id=2805> acessada em 07/06/2005.

RIVERO, M. G. POLIDO, R. 1990. “ Termilogía para la aplicación del método de exergia” . **Revista Del IMEQ**. Ano XXXII. v. 17 pp 7 -11.

SALMON, S.; ÇINAR C.; HASIMOGLU, C.; TOPGUL, T.; CINIVZ, M. The effects of dual operation on exhaust emissions in diesel engine. **Technology**, v. 7, Issue 3, pp 455 – 460, 2004.

SANTANA, G. C. S. **Análise Energética e Exergética em um Sistema de Cogeração para uma Empresa do Setor Terciário**. 2003. Dissertação (Mestrado). UFBA - Salvador – BA.

Santos, C. M. S.; Santos, C. A. C.; Torres, E. A.; Almeida, F. S. e Santos, P. H. D. **Avaliação Energética e Exergética de Unidade de Cogeração a Partir do Gás Natural**. Cobem 2005, Recife – PE. Procidings.

SERVIÇO BRASILEIRO DE RESPOSTAS TÉCNICAS; Disponível em http://www.sbrt.ibict.br/lista_respostas.php ; acesso em 30 de janeiro de 2006.

SCHLOSSER, J. F.; Camargo, M. N.; Machado, P. R. M. - Comportamento de um motor de ignição por compressão trabalhando com óleo diesel e gás natural. **Engenharia Agrícola**, Jaboticabal, v.24, n3, p736-744, 2004.

SCHMIDT, F. A. F. **Máquinas de combustión**: Barcelona: editora Labor, 1960

SELIM, M. Y. E. Effect of exhaust gas recirculation on some combustion characteristics of dual fuel engine. **Energy Conversion and Management**. v. 44; pp. 707 – 723, 2003.

SHETI, V. P.; SALARIAY, K. S.; Exhaust analysis and performance of a single cylinder diesel engine run on dual fuels. Disponível em <http://www.ieindia.org/publish/mc/0404/apr04mc1.pdf>; acesso em 15-12-2006. .

SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C.; WYLEN, G. J., **Fundamentos da termodinâmica**, São Paulo: 6ª edição, editora Edgard Blucher Ltda, 2003.

SHENGHUA, L.; LONGBAO, Z.; ZIYAN, W.; JIANG, R.; **Combustion characteristics of compressed natural gas/diesel dual-fuel turbocharged compressed ignition engine**; Disponível em <http://www.paper.edu.cn>; acesso em 12-07-2006

SILVA, F.M.; SALVADOR, N.; SANTOS, A.M. Desempenho de um trator acionado a duplo combustível - metano e Diesel. Lavras: Universidade Federal de Lavras, 1999.

TAYLOR, C. F. **The internal combustion engine in theory and practice**. Cambridge: Volume 1; Segunda edição; Library of congress cataloging in publication data, 1977.

TAKEDA, Y., KEIICHI, N.; KEIICHI, N., Emission Characteristics of Premixed Lean Diesel Combustion with Extremely Early Staged Fuel Injection, **SAE Paper**, 961163, 1996.

TEXACO BRASIL. Disponível em <http://www.texaco.com.br> acesso em 08-2006.

TORRES, E. A. **Avaliação energética e termoeconômica de um sistema de co-geração de um pólo petroquímico**. FEM/UNICAMP, tese de doutorado. Campinas-SP. 1999.

TSUJI, H; GUPTA, A. K.; HASEGAWA, T.; KATSUKI, M.; KISHIMOTO, K.; MORITA, M. **High temperature air combustion**; New York: CRC PRESS, 2003.

UMA, R.; KANDPAL ,T.C.; KISHOREA, V.V.N. Emission characteristics of an electricity generation system in diesel alone and dual fuel modes. **Biomass and Bioenergy** v.27, pp. 195-203 -2004.

VAN WYLEN, G. J.; SONNTAG, R. E. **Fundamentos da termodinâmica clássica**: São Paulo: 2ª edição, Jonh Wiley & Sons, 1976.

Vieira, Pedro Augusto; Alegre, José Antônio Velásquez. Análise Exergética Aplicada à Usina Termelétrica de Figueira. Espaço energia, Edição número 04, Agosto 2006.

WALTER, B., GATELLIER, B., Development of the High Power NADITM Concept Using Dual Mode Diesel Combustion to Achieve Zero NOx and Particulate Emissions. **SAE Paper**, SAE2002-01-1744, 2002.

XAVIER, E.E.; PINGUELI, L.R.; SANTOS, M.A.; MAGRINI, A.; Thermo-power in brazil: diagnosis of control and monitoring of gas emissions; **Energy Policy**; v. 32; pp 915-927, 2004.

APÊNDICES

APÊNDICE A

Razão ar/combustível para uma mistura de dois hidrocarbonetos genéricos

A razão ar-combustível em uma base molar, partindo da Equação (3.1) é dada por:

$$\overline{AC} = \frac{a \left[\alpha \left(\frac{3n+1}{2} \right) \right] + \left[\beta \left(\frac{3m+1}{2} \right) \right] (1+3,76)}{\alpha + \beta} \frac{\text{kmol de ar}}{\text{kmol de combustível}}$$

A razão ar-combustível em base mássica é dada pela Equação (3.2), onde a massa molecular do ar é $M_{ar}=28,97$ kg de ar/kmol de ar e a massa molecular do combustível é $M_c = 12n + 1,01(2n + 2) + 12m + 1,01(2m + 2) = 14,02(n + m) + 4,04$ $\frac{\text{kg de combustível}}{\text{kmol de combustível}}$

Com as massas moleculares do ar e do combustível como apresentadas acima, a razão ar-combustível pode ser expressa pela equação (3.2a), como segue:

$$AC = \frac{4,76a \left[\alpha \left(\frac{3n+1}{2} \right) + \beta \left(\frac{3m+1}{2} \right) \right]}{(\alpha + \beta)} \frac{\text{kmol de ar}}{\text{kmol de combustível}} \left(\frac{28,97 \frac{\text{kg de ar}}{\text{kmol de ar}}}{[14,02(n + m) + 4,04] \frac{\text{kg de combustível}}{\text{kmol de combustível}}} \right) \Rightarrow$$

$$\Rightarrow AC = \frac{137,8972 a \left[\alpha \left(\frac{3n+1}{2} \right) + \beta \left(\frac{3m+1}{2} \right) \right]}{(\alpha + \beta)[14,02(n + m) + 4,04]}$$

Vale ressaltar que (a) é a quantidade de ar teórico na combustão, e desta forma (a-1) representa o excesso de ar.

APÊNDICE B1

Tabela B1 - Dados do motor operando com diesel puro

Potencia (kW)	Temperatura do ar no coletor de admissão (oC)	Temperatura do gás na entrada do motor (oC)	Temperatura do cilindro 1 (oC)	Temperatura de cilindro 2 (oC)	Temperatura de cilindro 3 (oC)	Temperatura de cilindro 4 (oC)	Temperatura de cilindro 5 (oC)	Temperatura de cilindro 6 (oC)	Temperatura ambiente (oC)	Temperatura do óleo combustível	
140,3	100,73	31,00	561,44	604,38	564,83	510,07	557,90	590,91	28,16	32,24	
132,5	99,29	31,62	554,35	586,25	558,98	498,50	547,02	572,18	29,23	34,79	
122,9	97,00	32,35	532,28	563,10	542,39	485,48	530,12	556,30	30,29	36,00	
111,1	95,01	33,12	520,04	550,84	524,77	468,93	513,81	536,74	31,02	36,30	
103,3	94,00	33,73	502,28	536,22	505,94	444,11	496,70	518,82	30,33	38,75	
93,4	94,00	33,13	478,42	518,91	493,90	438,00	472,72	496,63	29,95	40,14	
86,7	90,06	32,98	470,37	500,24	470,36	424,46	454,86	469,16	29,94	41,78	
77,2	87,89	33,33	445,57	476,61	444,64	405,11	438,12	454,54	31,34	42,96	
68,2	86,01	33,28	424,92	450,77	415,09	383,53	413,33	445,07	30,85	43,00	
58,0	83,19	32,57	403,26	434,79	390,35	367,26	390,25	426,06	29,81	43,00	
48,1	81,28	32,02	377,11	405,00	370,55	344,00	368,36	398,02	28,42	43,00	
40,0	79,19	32,58	359,33	378,86	343,39	314,00	343,61	375,18	28,86	43,00	
29,3	78,02	32,51	327,24	349,53	310,81	291,86	312,94	344,83	28,22	43,00	
19,2	78,00	32,51	299,98	317,11	276,73	265,51	282,61	313,71	28,72	43,00	
11,7	78,00	33,05	265,67	282,15	243,14	242,24	250,26	282,92	29,04	43,00	
Potencia (kW)	Temperatura da água de entrada (oC)	Temperatura da água de saída (oC)	Temperatura do óleo lubrificante (oC)	Pressão do óleo lubrificante (bar)	Pressão ar no coletor de admissão (bar)	Pressão ambiente (bar)	Pressão do ar de entrada (bar)	Vazão de ar (m3/h)	Rotação do motor (rpm)	Fluxo de massa de diesel (kg/h)	Vazão mássica de ar em (kg/h)
140,3	73,48	87,23	131,64	3,66	2,52	0,98	0,98	1286,08	1772,81	32,43	1491,85
132,5	74,67	86,23	133,15	3,64	2,43	0,98	0,98	1241,62	1758,22	31,17	1440,28
122,9	74,94	86,01	132,05	3,66	2,32	0,98	0,98	1180,46	1755,34	27,59	1369,33
111,1	74,52	86,00	131,43	3,70	2,22	0,98	0,99	1130,44	1755,31	26,97	1311,31
103,3	73,92	86,00	130,23	3,73	2,11	0,98	0,99	1090,64	1754,92	25,44	1265,14
93,4	73,46	86,00	129,16	3,74	2,00	0,98	0,99	1032,62	1754,84	24,16	1197,84
86,7	73,14	85,88	127,66	3,74	1,89	0,98	0,99	964,82	1752,84	22,29	1119,19
77,2	73,33	85,58	126,24	3,76	1,79	0,98	0,99	918,92	1749,87	19,73	1065,95
68,2	73,41	84,21	125,33	3,81	1,69	0,98	0,99	870,80	1745,90	17,22	1010,13
58,0	73,51	83,46	124,13	3,85	1,60	0,98	0,99	816,54	1744,43	15,32	947,19
48,1	73,89	82,65	124,00	3,88	1,52	0,98	0,99	778,74	1742,07	14,52	903,34
40,0	73,93	82,10	124,00	3,93	1,44	0,98	0,99	735,26	1733,01	11,92	852,90
29,3	74,04	82,00	123,99	3,98	1,36	0,98	0,99	690,00	1732,28	10,17	800,40
19,2	74,86	82,00	123,25	4,03	1,30	0,98	0,99	651,66	1730,36	7,91	755,93
11,7	75,04	82,00	122,20	4,11	1,24	0,98	0,99	618,52	1727,24	6,53	717,48

APÊNDICE B1

Tabela B2 - Dados dos gases de descarga * (diesel puro)

O2 ref (%)	Tgás-Tamb	Tgás	Tamb	O2 (%)	Excesso de ar (%)	CO (ppm)	CO2 (%)	Eff (%)	q total	q1	q2	CO Loss (%)	NO (ppm)	NO2 (ppm)	SO2 (ppm)	CxHy (ppm)	Potência (kW)
3	392,8	426,1	33,4	10,5	101,0	123,0	6,0	73,9	36,9	23,3	13,6	0,0	623,0	31,0	0,0	653,00	140,3
3	381,1	416,0	35,5	10,6	103,0	113,0	5,8	74,4	36,3	22,8	13,5	0,0	624,0	32,0	0,0	873,00	132,5
3	367,9	403,9	35,5	10,7	106,0	111,0	5,6	75,1	35,7	22,3	13,4	0,0	605,0	29,0	0,0	1094,00	122,9
3	356,3	392,5	36,5	10,8	108,0	112,0	5,5	75,6	35,1	21,8	13,3	0,0	564,0	26,0	0,0	1278,00	111,1
3	346,9	382,9	35,7	11,0	111,0	112,0	5,3	75,8	34,8	21,6	13,2	0,0	529,0	24,0	0,0	1434,00	103,3
3	334,1	370,8	36,7	11,2	116,0	115,0	5,1	76,2	34,4	21,3	13,1	0,0	499,0	21,0	0,0	1228,00	93,4
3	323,0	358,7	35,6	11,4	120,0	117,0	4,9	76,5	33,9	20,9	13,0	0,0	477,0	20,0	0,0	520,00	86,7
3	310,0	345,6	35,7	11,6	126,0	127,0	4,7	77,0	33,4	20,6	12,8	0,0	441,0	17,0	0,0	361,00	77,2
3	294,2	330,5	36,3	11,9	134,0	131,0	4,5	77,4	33,0	20,3	12,7	0,0	402,0	14,0	1,0	274,00	68,2
3	279,7	315,0	34,9	12,3	145,0	139,0	4,2	77,5	32,6	20,1	12,5	0,0	364,0	12,0	4,0	203,00	58,0
3	263,2	298,1	35,1	12,7	157,0	151,0	3,9	77,8	32,4	19,9	12,4	0,1	324,0	10,0	7,0	151,00	48,1
3	244,1	279,2	35,1	13,2	173,0	163,0	3,6	78,1	31,9	19,6	12,2	0,1	277,0	7,0	8,0	141,00	40,0
3	224,7	259,0	34,3	13,8	196,0	180,0	3,3	78,1	31,7	19,6	12,0	0,1	234,0	6,0	12,0	117,00	29,3
3	198,0	230,7	32,5	14,6	232,0	185,0	2,9	78,3	31,2	19,4	11,7	0,1	191,0	4,0	14,0	93,00	19,2
3	175,0	207,6	32,4	16,0	329,0	186,0	2,4	78,0	33,8	22,1	11,5	0,2	156,0	2,0	15,0	87,00	11,7
*	A análise dos gases é em base seca.																
2	Perda de calor proveniente da transformação do carbono no combustível, para o carbono no CO2																
3	Perda de calor proveniente da transformação do hidrogenio no combustível, para o hidrogenio na H2O.																
4	$q_{total} = q_1 + q_2$																

APEÊNDICE C1

Tabela C1 -Dados do motor operando com a maior taxa de substituição												
Potência (kW)	Temperatura do ar no coletor de admissão (oC)	Temperatura do gás na entrada do motor (oC)	Temperatura do escapamento cilindro 1 (oC)	Temperatura de escapamento cilindro 2 (oC)	Temperatura de escapamento cilindro 3 (oC)	Temperatura de escapamento cilindro 4 (oC)	Temperatura de escapamento cilindro 5 (oC)	Temperatura de escapamento cilindro 6 (oC)	Temperatura ambiente (oC)	Temperatura do óleo combustível (oC)	Vazão mássica de gás maior taxa	
140,3	94,0	27,0	550,0	641,0	594,0	531,0	564,0	578,0	33,0	37,0	14,34	
132,5	95,0	27,0	539,0	624,0	577,0	522,0	558,0	569,0	33,0	39,0	16,59	
122,9	94,0	26,0	529,0	622,0	570,0	515,0	543,0	562,0	35,0	42,0	16,15	
111,1	94,0	27,0	530,0	610,0	562,0	521,0	547,0	548,0	34,0	42,0	15,85	
103,3	94,0	27,0	518,0	594,0	558,0	515,0	537,0	547,0	35,0	42,0	14,97	
93,4	94,0	28,0	501,0	587,0	547,0	502,0	526,0	531,0	34,0	39,0	14,40	
86,7	94,0	28,0	492,0	576,0	531,0	492,0	510,0	524,0	34,0	42,0	14,01	
77,2	92,0	28,0	469,0	558,0	515,0	471,0	495,0	507,0	33,0	42,0	13,14	
68,2	90,0	30,0	445,0	530,0	496,0	448,0	469,0	500,0	33,0	42,0	12,55	
58,0	86,0	31,0	419,0	496,0	469,0	438,0	452,0	488,0	32,0	39,0	11,81	
48,1	84,0	31,0	388,0	452,0	438,0	427,0	444,0	471,0	32,0	42,0	11,33	
40,0	80,0	32,0	368,0	414,0	375,0	405,0	438,0	463,0	30,0	42,0	10,57	
29,3	78,0	32,0	324,0	367,0	305,0	405,0	438,0	452,0	29,0	42,0	10,01	
19,2	78,0	32,0	298,0	319,0	226,0	390,0	426,0	445,0	28,0	42,0	9,42	
11,7	77,0	33,0	264,0	297,0	188,0	344,0	390,0	405,0	28,0	42,0	8,59	
Potência (kW)	Temperatura da água de entrada (oC)	Temperatura da água de saída (oC)	Temperatura do óleo lubrificante (oC)	Pressão do óleo lubrificante (bar)	Pressão ar no coletor de admissão (bar)	Pressão ambiente (bar)	Pressão do ar de entrada (bar)	Vazão de ar (m³/h)	Rotação do motor (rpm)	Fluxo de massa de diesel (kg/h)	Vazão mássica de ar maior taxa	Vazão de gás (m³/h)
140,3	59,0	88,0	139,0	3,7	2,2	1,0	1,0	1105,10	1741,9	7,16	1281,92	23,1
132,5	59,0	86,0	135,0	3,8	2,1	1,0	1,0	1057,60	1741,9	5,14	1226,81	26,8
122,9	57,0	86,0	132,0	3,9	2,0	1,0	1,0	1024,01	1741,9	3,99	1187,85	26,0
111,1	58,0	86,0	132,0	4,0	2,0	1,0	1,0	1008,02	1741,9	3,11	1169,30	25,6
103,3	58,0	86,0	129,0	4,0	2,0	1,0	1,0	1002,27	1741,7	3,12	1162,64	24,1
93,4	59,0	86,0	128,0	4,0	1,9	1,0	1,0	984,49	1741,9	3,21	1142,01	23,2
86,7	59,0	86,0	127,0	4,0	1,9	1,0	1,0	962,76	1741,9	3,40	1116,80	22,6
77,2	59,0	86,0	126,0	4,0	1,8	1,0	1,0	912,64	1741,9	3,29	1058,67	21,2
68,2	59,0	86,0	124,0	4,1	1,7	1,0	1,0	873,31	1741,9	3,09	1013,04	20,2
58,0	60,0	85,0	124,0	4,1	1,7	1,0	1,0	828,40	1741,9	2,71	960,95	19,0
48,1	61,0	83,0	124,0	4,2	1,6	1,0	1,0	793,29	1741,9	2,24	920,21	18,3
40,0	61,0	83,0	124,0	4,2	1,5	1,0	1,0	753,05	1741,9	2,23	873,54	17,0
29,3	62,0	83,0	124,0	4,2	1,4	1,0	1,0	717,76	1741,9	1,69	832,60	16,1
19,2	62,0	83,0	124,0	4,2	1,4	1,0	1,0	685,07	1741,9	1,50	794,68	15,2
11,7	62,0	82,0	124,0	4,2	1,3	1,0	1,0	649,50	1741,7	1,16	753,42	13,8

APEÊNDICE C2

Tabela C2 - Dados dos gases de descarga * (maior taxa de substituição)

O2 ref (%)	Tgás-Tamb	Tgás	Tamb	O2 (%)	Excesso de ar (%)	CO (ppm)	CO2 (%)	Eff (%)	q total	q1	q2	CO Loss (%)	NO (ppm)	NO2 (ppm)	SO2 (ppm)	CxHy (ppm)	Potência (kW)
3,0	405,3	435,4	30,2	8,6	70,0	782,0	6,3	77,2	34,4	20,3	13,8	0,3	1204,0	34,0	0,0	103,6	140,3
3,0	400,6	428,7	27,7	8,9	74,0	770,0	6,0	76,9	34,5	20,5	13,7	0,3	1054,0	30,0	0,0	546,3	132,5
3,0	395,2	423,5	28,3	9,3	80,0	738,0	5,7	76,5	34,9	20,9	13,7	0,3	739,0	19,0	0,0	958	122,9
3,0	390,8	419,3	28,6	9,6	86,0	778,0	5,4	76,1	35,3	21,4	13,6	0,3	473,0	10,0	0,0	1301,3	111,1
3,0	385,9	415,1	28,7	10,0	93,0	1083,0	5,1	75,5	36,0	21,9	13,6	0,5	333,0	6,0	0,0	1533,8	103,3
3,0	377,9	407,7	29,9	10,4	100,0	1450,0	4,8	75,1	36,5	22,3	13,5	0,7	266,0	5,0	0,0	1652,4	93,4
3,0	369,8	400,2	30,4	10,7	105,0	1631,0	4,7	75,0	36,5	22,3	13,4	0,8	237,0	5,0	0,0	1696,7	86,7
3,0	359,4	390,0	30,6	11,1	113,0	1825,0	4,4	74,7	36,9	22,6	13,3	1,0	196,0	5,0	0,0	1544,3	77,2
3,0	341,8	373,2	31,2	11,4	121,0	1977,0	4,1	75,1	36,5	22,3	13,1	1,1	152,0	6,0	0,0	1387,5	68,2
3,0	328,7	361,3	32,1	11,8	130,0	2051,0	3,9	75,0	36,5	22,3	13,0	1,2	113,0	11,0	0,0	1062,8	58,0
3,0	315,0	347,2	32,1	12,3	143,0	2055,0	3,7	74,7	36,8	22,6	12,9	1,3	83,0	14,0	0,0	349,7	48,1
3,0	294,3	327,1	32,7	12,8	159,0	2008,0	3,4	74,9	36,4	22,4	12,7	1,3	65,0	17,0	0,0	119,2	40,0
3,0	270,6	303,1	32,5	13,4	180,0	1770,0	3,1	75,1	36,0	22,3	12,4	1,3	55,0	19,0	0,0	100,2	29,3
3,0	244,7	277,4	33,1	14,1	207,0	1546,0	2,7	75,1	35,5	22,1	12,2	1,2	44,0	19,0	0,0	100,9	19,2
3,0	215,3	248,0	32,7	14,8	247,0	1405,0	2,3	75,6	35,1	22,0	11,9	1,2	35,0	19,0	0,0	108,8	11,7
*	A análise dos gases é em base seca.																
2	Perda de calor proveniente da transformação do carbono no combustível, para o carbono no CO2																
3	Perda de calor proveniente da transformação do hidrogenio no combustível, para o hidrogenio na H2O.																
4	qtotal = q1+q2																

APÊNDICE D1

Tabela D1 - Dados do motor operando com a menor taxa de substituição												
Potencia (kW)	Temperatura do ar no coletor de admissão (oC)	Temperatura do gás na entrada do motor (oC)	Temperatura de escapamento cilindro 1 (oC)	Temperatura de escapamento cilindro 2 (oC)	Temperatura de escapamento cilindro 3 (oC)	Temperatura de escapamento cilindro 4 (oC)	Temperatura de escapamento cilindro 5 (oC)	Temperatura de escapamento cilindro 6 (oC)	Temperatura ambiente (oC)	Temperatura do óleo combustível (oC)	Vazão de gás (m3/h)	
140,3	96,00	28,00	553,00	577,00	560,00	512,00	556,00	569,00	28,00	35,00	19,90	
132,5	95,00	28,00	547,00	575,00	548,00	500,00	547,00	563,00	28,00	36,00	19,24	
122,9	94,00	28,00	540,00	566,00	538,00	492,00	538,00	561,00	30,00	39,00	18,37	
111,1	94,00	30,00	531,00	560,00	528,00	472,00	529,00	555,00	29,00	40,00	17,19	
103,3	94,00	31,00	525,00	548,00	513,00	469,00	515,00	540,00	29,00	41,00	16,15	
93,4	94,00	32,00	510,00	536,00	499,00	447,00	500,00	530,00	30,00	42,00	15,18	
86,7	93,00	32,00	500,00	527,00	492,00	438,00	495,00	515,00	31,00	42,00	14,18	
77,2	90,00	34,00	489,00	509,00	469,00	422,00	471,00	502,00	30,00	42,00	12,90	
68,2	86,00	34,00	475,00	499,00	438,00	395,00	448,00	492,00	31,00	42,00	12,11	
58,0	86,00	34,00	457,00	478,00	405,00	376,00	435,00	469,00	32,00	42,00	11,26	
48,1	84,00	35,00	438,00	454,00	376,00	353,00	398,00	452,00	32,00	42,00	10,03	
40,0	81,00	35,00	415,00	434,00	344,00	327,00	367,00	431,00	32,00	42,00	9,38	
29,3	79,00	35,00	387,00	390,00	311,00	306,00	334,00	399,00	32,00	42,00	8,10	
19,2	78,00	35,00	360,00	360,00	272,00	274,00	304,00	373,00	30,00	42,00	7,01	
11,7	78,00	35,00	305,00	312,00	241,00	249,00	265,00	327,00	29,00	42,00	3,49	
Potencia (kW)	Temperatura da água de entrada (oC)	Temperatura da água de saída (oC)	Temperatura do óleo lubrificante (oC)	Pressão do óleo lubrificante (bar)	Pressão ar no coletor de admissão (bar)	Pressão ambiente (bar)	Pressão do ar de entrada (bar)	Vazão de ar (m3/h)	Rotação do motor (rpm)	Fluxo de massa de diesel (kg/h)	Vazão mássica de ar menor taxa	Vazão mássica de gás menor taxa
140,3	65,00	86,00	134,00	3,52	2,26	0,98	1,00	1146,69	1774,67	10,91	1330,16	12,34
132,5	66,00	86,00	132,00	3,57	2,26	0,98	1,00	1133,75	1766,39	10,51	1315,15	11,93
122,9	65,00	86,00	132,00	3,63	2,18	0,98	1,00	1119,74	1758,12	10,43	1298,90	11,39
111,1	65,00	86,00	129,00	3,67	2,15	0,98	1,00	1103,58	1756,82	10,21	1280,15	10,66
103,3	66,00	86,00	128,00	3,70	2,07	0,98	1,00	1068,73	1754,23	9,80	1239,73	10,01
93,4	66,00	86,00	127,00	3,74	2,04	0,98	1,00	1033,71	1754,23	9,23	1199,10	9,41
86,7	66,00	86,00	126,00	3,74	1,99	0,98	1,00	1011,70	1750,98	9,00	1173,58	8,79
77,2	67,00	86,00	124,00	3,74	1,88	0,98	1,00	964,01	1750,33	8,42	1118,26	8,00
68,2	67,00	83,00	124,00	3,75	1,74	0,98	1,00	914,17	1745,14	7,58	1060,44	7,51
58,0	69,00	84,00	124,00	3,80	1,64	0,98	1,00	873,94	1742,54	6,79	1013,76	6,98
48,1	69,00	84,00	124,00	3,85	1,57	0,98	1,00	827,50	1743,19	6,18	959,90	6,22
40,0	69,00	82,00	124,00	3,89	1,50	0,98	1,00	764,91	1741,89	5,02	887,29	5,82
29,3	70,00	82,00	123,00	3,92	1,40	0,98	1,00	730,87	1741,89	4,40	847,81	5,02
19,2	70,00	82,00	123,00	4,00	1,31	0,98	1,00	689,74	1741,89	3,66	800,09	4,35
11,7	70,00	82,00	122,00	4,05	1,22	0,98	1,00	650,49	1741,89	2,91	754,57	3,69

APÊNDICE D2

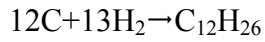
Tabela D2 - Dados dos gases de descarga * (menor taxa de substituição)

O2 ref (%)	Tgás-Tamb	Tgás	Tamb	O2 (%)	Excesso de ar (%)	CO (ppm)	CO2 (%)	Eff (%)	q total	q1	q2	CO Loss (%)	NO (ppm)	NO2 (ppm)	SO2 (ppm)	CxHy (ppm)	Potência (kW)
3,0	390,6	426,0	30,0	9,9	90,0	911,0	5,6	75,5	35,9	21,9	13,6	0,4	687,0	24,0	0,0	1816	140,3
3,0	387,7	423,5	30,5	10,1	94,0	1251,0	5,4	75,2	36,4	22,2	13,6	0,6	605,0	19,0	0,0	1625	132,5
3,0	378,8	416,1	31,0	10,3	98,0	1523,0	5,2	75,3	36,4	22,1	13,5	0,8	528,0	17,0	0,0	1462	122,9
3,0	376,1	414,0	31,5	10,7	105,0	1812,0	5,0	74,5	37,2	22,7	13,5	1,0	453,0	16,0	0,0	1340	111,1
3,0	368,3	406,2	32,0	11,1	114,0	2014,0	4,8	74,0	37,7	23,2	13,4	1,1	389,0	14,0	0,0	1167	103,3
3,0	359,3	397,1	32,5	11,5	124,0	2171,0	4,6	73,6	38,2	23,7	13,3	1,2	335,0	10,0	0,0	995	93,4
3,0	350,3	388,7	33,0	11,8	130,0	2249,0	4,5	73,4	38,2	23,7	13,2	1,3	305,0	8,0	0,0	886	86,7
3,0	338,7	377,8	34,0	12,2	140,0	2322,0	4,2	73,1	38,5	24,0	13,1	1,4	261,0	8,0	0,0	823	77,2
3,0	324,4	363,6	34,5	12,6	153,0	2455,0	4,0	73,0	38,7	24,1	13,0	1,6	220,0	8,0	5,0	789	68,2
3,0	308,4	347,7	35,0	13,0	165,0	2536,0	3,8	73,0	38,6	24,1	12,8	1,7	188,0	11,0	6,0	730	58,0
3,0	289,4	325,4	36,3	13,6	187,0	2555,0	3,5	72,6	37,1	24,5	12,6	1,8	162,0	14,0	7,0	700	48,1
3,0	268,9	304,6	35,7	14,1	208,0	2495,0	3,2	72,7	36,8	24,4	12,4	1,9	128,0	19,0	8,0	620	40,0
3,0	245,5	281,2	35,9	14,7	237,0	2387,0	2,9	72,6	36,6	24,4	12,2	2,0	97,0	25,0	10,0	600	29,3
3,0	221,3	256,9	35,6	15,4	280,0	2150,0	2,5	72,2	36,7	24,7	12,0	2,0	74,0	26,0	11,0	510	19,2
3,0	194,9	229,8	35,4	16,1	336,0	1902,0	2,1	72,0	36,7	25,0	11,7	2,0	53,0	26,0	11,0	371	11,7
*	A análise dos gases é em base seca.																
2	Perda de calor proveniente da transformação do carbono no combustível, para o carbono no CO2																
3	Perda de calor proveniente da transformação do hidrogenio no combustível, para o hidrogenio na H2O.																
4	$q_{total} = q_1 + q_2$																

APÊNDICE E

ESTIMATIVA DA ENTALPIA DE FORMAÇÃO DO $C_{12}H_{26}$

Assumindo que é válida a reação:



e que (Kotas, 1985)

$$(h^{\circ}_d)_C = 393780 \text{ kJ/kmol}$$

$$(h^{\circ}_d)_{H_2} = 242000 \text{ kJ/kmol}$$

$$(h^{\circ}_d)_{C_{12}H_{26}(l)} = 7518820 \text{ kJ/kmol} = (PCI)^{\circ} \quad (PCI \text{ na base molar})$$

pode-se escrever (Kotas, 1985):

$$(\bar{h}^{\circ}d)_{C_{12}H_{26}} = (h_f)_{C_{12}H_{26}} + \sum n_e (\bar{h}^{\circ}d)_{\text{elemento}} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow 7518820 = (h_f^{\circ})_{C_{12}H_{26}} + 12 \times 393780 + 13 \times 242000$$

então,

$$(\bar{h}^{\circ}t)_{C_{12}H_{26}(l)} = -352540,0 \text{ kJ/kmol} = -84,299 \text{ kcal/kmol}$$

APÊNDICE F1

Tabela F1 Resultados de emissão em g/kWh para diesel puro							
Potência (kW)	Emissão de CO (g/kWh)	Emissão de CO ₂ (g/kWh)	Emissão de NO (g/kWh)	Emissão de NO ₂ (g/kWh)	Emissão de NO _x (g/kWh)	Emissão de SO ₂ (g/kWh)	Emissão de C _x H _y (g/kWh)
150,54	1,134	866,004	6,132	0,468	6,600	1,587	3,417
142,17	1,068	857,250	6,289	0,495	6,783	1,578	4,689
131,87	1,073	848,676	6,252	0,460	6,712	1,569	6,018
119,21	1,148	883,974	6,181	0,437	6,618	1,640	7,499
110,84	1,191	885,950	6,030	0,419	6,449	1,650	8,713
100,21	1,283	894,808	5,970	0,385	6,355	1,662	7,868
93,03	1,315	866,309	5,751	0,370	6,121	1,588	3,350
82,83	1,534	888,549	5,686	0,336	6,022	1,625	2,481
73,18	1,698	913,198	5,563	0,297	5,860	1,667	2,000
62,23	1,991	942,480	5,570	0,281	5,852	1,719	1,637
51,61	2,481	1010,212	5,724	0,271	5,994	1,842	1,421
42,92	3,048	1059,234	5,558	0,215	5,773	1,933	1,496
31,44	4,328	1246,109	6,026	0,237	6,263	2,276	1,652
20,6	6,406	1580,064	7,097	0,228	7,325	2,887	1,792
12,55	10,072	2041,660	9,051	0,178	9,229	3,737	2,787

APÊNDICE F2

Tabela F2 Resultados de emissão em g/kWh para maior taxa							
Potência (kW)	Emissão de CO (g/kWh)	Emissão de CO ₂ (g/kWh)	Emissão de NO (g/kWh)	Emissão de NO ₂ (g/kWh)	Emissão de NO _x (g/kWh)	Emissão de SO ₂ (g/kWh)	Emissão de C _x H _y (g/kWh)
150,54	5,999	758,911	9,887	6507,966	10,315	0,514	0,455
142,17	5,997	734,031	8,792	6607,180	9,176	0,362	2,435
131,87	6,006	728,402	6,439	6893,140	6,693	0,305	4,461
119,21	6,911	754,150	4,505	7532,274	4,651	0,265	6,621
110,84	10,323	763,729	3,400	8063,405	3,494	0,285	8,373
100,21	15,080	784,669	2,965	8787,408	3,051	0,313	9,846
93,03	17,900	810,473	2,787	9245,466	2,877	0,348	10,661
82,83	21,427	811,623	2,465	9878,165	2,561	0,359	10,382
73,18	25,236	822,353	2,078	10741,687	2,204	0,361	10,139
62,23	29,270	874,706	1,728	11987,002	1,985	0,362	8,689
51,61	33,907	959,245	1,467	13818,741	1,847	0,348	3,307
42,92	38,035	1011,718	1,319	15828,157	1,754	0,386	1,291
31,44	43,786	1204,606	1,457	20602,113	2,026	0,382	1,418
20,60	56,035	1537,307	1,708	30087,678	2,542	0,464	2,083
12,55	79,579	2047,247	2,124	46875,469	3,428	0,540	3,545

APÊNDICE F3

Tabela F3 Resultados de emissão em g/kWh para menor taxa							
Potência (kW)	Emissão de CO (g/kWh)	Emissão de CO ₂ (g/kWh)	Emissão de NO (g/kWh)	Emissão de NO ₂ (g/kWh)	Emissão de NO _x (g/kWh)	Emissão de SO ₂ (g/kWh)	Emissão de C _x H _y (g/kWh)
150,54	7,056	681,888	5,705	0,306	6,010	0,659	8,062
142,17	9,859	668,927	5,110	0,246	5,356	0,648	7,336
131,87	12,546	672,977	4,659	0,230	4,889	0,667	6,898
119,21	16,272	705,630	4,359	0,236	4,595	0,718	6,895
110,84	19,372	725,391	4,008	0,221	4,229	0,748	6,426
100,21	22,726	756,608	3,758	0,172	3,930	0,783	5,964
93,03	24,830	780,570	3,607	0,145	3,752	0,824	5,602
82,83	27,387	778,497	3,299	0,155	3,454	0,836	5,562
73,18	31,450	805,143	3,020	0,168	3,188	0,854	5,788
62,23	36,289	854,568	2,882	0,259	3,141	0,895	5,981
51,61	42,359	911,562	2,877	0,381	3,258	0,970	6,642
42,92	47,392	954,853	2,605	0,437	3,041	0,953	6,744
31,44	59,162	1129,257	2,576	0,570	3,145	1,142	8,519
20,6	78,040	1425,644	2,878	0,835	3,712	1,417	10,597
12,55	107,926	1872,502	3,222	1,305	4,527	1,804	12,059

APÊNDICE G

Tabela G1 – Densidade medida do diesel.

Ordem e medição	Densidade medida	Temperatura ambiente
1	0,8420	25,0
2	0,8430	24,0
3	0,8440	23,5
4	0,8430	25,0
5	0,8420	26,0
6	0,8430	24,0
7	0,8430	25,0
8	0,8420	24,5
9	0,8400	27,5
10	0,8400	28,0

APÊNDICE H1

Tabela H1 – Dados obtidos a partir do modelo para condição diesel puro.

AC kg de ar por kg de combustível	AC _i kg de ar por kg de combustível	C _p C ₁₂ H ₂₆ (kJ/kgC)	C _{p_s} (kJ/kgC)	ε (%)	η _{PCI} (%)	E _{PC} (kW)	f _{molarPer} (%)	f _{molarH₂O} (%)	hp CH ₄ (kJ/kg)
31,770	15,599	2,21	0,708	35,3772	37,9397	396,78	7,63	0,0763	-3506,3
32,395	15,648	2,21	0,708	34,761	37,2788	381,36	7,509898	0,075099	-3542,49
33,055	15,699	2,21	0,708	36,4261	39,0646	337,56	7,391854	0,073919	-3585,37
33,436	15,737	2,21	0,708	33,6857	36,1257	329,98	7,353038	0,07353	-3625,32
34,341	15,701	2,21	0,708	33,2044	35,6096	311,26	7,073233	0,070732	-3658,62
35,583	15,682	2,21	0,708	31,6128	33,9026	295,6	6,855117	0,068551	-3700,13
37,372	15,682	2,21	0,708	31,8069	34,1108	272,72	6,715535	0,067155	-3741,14
38,897	15,753	2,21	0,708	31,9965	34,3142	241,39	6,673298	0,066733	-3784,96
40,654	15,728	2,21	0,708	32,3865	34,7324	210,69	6,44071	0,064407	-3834,71
43,418	15,676	2,21	0,708	30,9586	33,2011	187,44	6,051509	0,060515	-3884,94
46,573	15,610	2,21	0,708	27,0889	29,051	177,65	5,631054	0,056311	-3938,71
50,533	15,630	2,21	0,708	27,4408	29,4284	145,84	5,386786	0,053868	-3997,63
55,468	15,601	2,21	0,708	23,5591	25,2656	124,43	5,049794	0,050498	-4059,15
63,725	15,624	2,21	0,708	19,8489	21,2867	96,78	4,723825	0,047238	-4142,81
79,388	15,639	2,21	0,708	14,6516	15,7129	79,89	4,316807	0,043168	-4208,91

hp CO (kJ/kg)	hp CO ₂ (kJ/kg)	hp H ₂ O (kJ/kg)	hp N ₂ (kJ/kg)	hp NO (kJ/kg)	hp NO ₂ (kJ/kg)	hp O ₂ (kJ/kg)	hp SO ₂ (kJ/kg)	hp _{rad} CH ₄ (kJ/kg)	hp _{rad} CO (kJ/kg)
-3517,1	-8539,35	-12637	425,44	3429,33	1106,95	390,18	-4350,06	-658,46	-2762,75
-3528,38	-8550,68	-12658,1	414,33	3418,54	1096,44	379,78	-4358,02	-811,18	-2799,48
-3541,85	-8564,2	-12683,1	401,04	3405,63	1083,91	367,35	-4367,53	-963,68	-2836,41
-3554,51	-8576,86	-12706,7	388,56	3393,51	1072,16	355,68	-4376,45	-1042,02	-2855,48
-3565,14	-8587,48	-12726,4	378,08	3383,33	1062,32	345,87	-4383,93	-1189,39	-2891,56
-3578,51	-8600,8	-12751,2	364,9	3370,53	1049,96	333,55	-4393,31	-1330,31	-2926,33
-3591,84	-8614,05	-12775,9	351,75	3357,76	1037,67	321,26	-4402,66	-1461,08	-2958,84
-3606,23	-8628,31	-12802,5	337,56	3343,99	1024,45	308	-4412,72	-1605,08	-2994,92
-3622,77	-8644,63	-12833,1	321,26	3328,16	1009,31	292,78	-4424,25	-1748,56	-3031,2
-3639,67	-8661,25	-12864,3	304,58	3311,97	993,89	277,22	-4436,01	-1964,66	-3086,52
-3658,04	-8679,22	-12898,1	286,46	3294,4	977,22	260,34	-4448,74	-2180,69	-3142,73
-3678,49	-8699,12	-12935,7	266,28	3274,83	958,76	241,56	-4462,85	-2397,14	-3200,06
-3700,25	-8720,14	-12975,6	244,8	3254,02	939,26	221,61	-4477,79	-2611,66	-3258,04
-3730,55	-8749,17	-13031,1	214,86	3225,05	912,35	193,88	-4498,44	-2894,11	-3336,44
-3755,14	-8772,47	-13076	190,53	3201,56	890,76	171,45	-4515,07	-3240,64	-3436,57

hp _{rad} CO ₂ (kJ/kg)	hp _{rad} H ₂ O (kJ/kg)	hp _{rad} N ₂ (kJ/kg)	hp _{rad} NO (kJ/kg)	hp _{rad} NO ₂ (kJ/kg)	hp _{rad} O ₂ (kJ/kg)	hp _{rad} SO ₂ (kJ/kg)	hp _{rad} CO (kJ/kg)	hp _{rad} CH ₄ (kJ/kg)	hp _{rad} N ₂ (kJ/kg)
-7755,52	-11167,5	1171	4149,84	1826,22	1083,14	-3812,87	-6584,44	-8806,15	2265,28
-7794,27	-11242	1134,66	4114,89	1791,02	1049,59	-3838,76	-6604,99	-8849,28	2246,07
-7833,2	-11316,6	1098,13	4079,74	1755,63	1015,85	-3864,83	-6627,25	-8895,9	2225,27
-7853,3	-11355	1079,26	4061,57	1737,35	998,41	-3878,32	-6642,84	-8928,53	2210,7
-7891,29	-11427,4	1043,56	4027,21	1702,75	965,41	-3903,86	-6640,27	-8923,16	2213,1
-7927,86	-11497	1009,16	3994,08	1669,42	933,6	-3928,52	-6646	-8935,14	2207,74
-7962,02	-11561,8	977,01	3963,09	1638,26	903,84	-3951,61	-6662,96	-8970,59	2191,9
-7999,91	-11633,4	941,31	3928,68	1603,66	870,78	-3977,29	-6704,1	-9056,46	2153,45
-8037,95	-11705,1	905,42	3894,06	1568,88	837,53	-4003,14	-6712,6	-9074,16	2145,51
-8095,86	-11813,9	850,71	3841,25	1515,87	786,78	-4042,62	-6719,01	-9087,51	2139,52
-8154,54	-11923,7	795,14	3787,57	1462,06	735,17	-4082,79	-6719,97	-9089,5	2138,63
-8214,23	-12035	738,46	3732,78	1407,22	682,46	-4123,82	-6765,53	-9184,23	2096,06
-8274,39	-12146,8	681,16	3677,33	1351,87	629,1	-4165,34	-6795,27	-9245,91	2068,29
-8355,31	-12296,7	603,72	3602,32	1277,24	556,87	-4221,45	-6883,3	-9427,8	1986,07
-8457,82	-12486,2	504,89	3506,46	1182,48	464,51	-4292,91	-7038,75	-9746,35	1840,93

hp _{rad} SO ₂ (kJ/kg)	h _{ra} H ₂ O (kJ/kg)	h _{ra} N ₂ (kJ/kg)	h _{ra} O ₂ (kJ/kg)	h _r C ₁₂ H ₂₆ (kJ/kg)	h _r C ₂ H ₆ (kJ/kg)	h _r C ₃ H ₈ (kJ/kg)	h _r C ₄ H ₁₀ (kJ/kg)	h _r CH ₄ (kJ/kg)	h _r CO ₂ (kJ/kg)
-3039,8	-13416,6	3,29	2,91	-2053,75	-2815,66	-2354,97	-2170,33	-4666,83	-8941,6
-3053,81	-13414,6	4,41	3,9	-2048,12	-2815,66	-2354,97	-2170,33	-4666,83	-8941,6
-3068,93	-13412,6	5,51	4,88	-2045,44	-2815,66	-2354,97	-2170,33	-4666,83	-8941,6
-3079,49	-13411,2	6,27	5,55	-2044,78	-2815,66	-2354,97	-2170,33	-4666,83	-8941,6
-3077,76	-13412,5	5,55	4,91	-2039,36	-2815,66	-2354,97	-2170,33	-4666,83	-8941,6
-3081,63	-13413,2	5,16	4,56	-2036,29	-2815,66	-2354,97	-2170,33	-4666,83	-8941,6
-3093,09	-13413,3	5,14	4,55	-2032,67	-2815,66	-2354,97	-2170,33	-4666,83	-8941,6
-3120,79	-13410,7	6,6	5,84	-2030,05	-2815,66	-2354,97	-2170,33	-4666,83	-8941,6
-3126,49	-13411,6	6,09	5,39	-2029,97	-2815,66	-2354,97	-2170,33	-4666,83	-8941,6
-3130,79	-13413,5	5,01	4,44	-2029,97	-2815,66	-2354,97	-2170,33	-4666,83	-8941,6
-3131,43	-13416,1	3,56	3,15	-2029,97	-2815,66	-2354,97	-2170,33	-4666,83	-8941,6
-3161,88	-13415,3	4,02	3,56	-2029,97	-2815,66	-2354,97	-2170,33	-4666,83	-8941,6
-3181,68	-13416,5	3,35	2,97	-2029,97	-2815,66	-2354,97	-2170,33	-4666,83	-8941,6
-3239,96	-13415,6	3,87	3,43	-2029,97	-2815,66	-2354,97	-2170,33	-4666,83	-8941,6
-3342,06	-13414,9	4,21	3,73	-2029,97	-2815,66	-2354,97	-2170,33	-4666,83	-8941,6

Tabela H1 – Dados obtidos a partir do modelo para condição diesel puro (continuação).

hr N ₂ (kJ/kg)	hr O ₂ (kJ/kg)	hr S (kJ/kg)	H _p (kW)	H _{pTad} (kW)	H _{pTadteo} (kW)	H _r (kW)	\dot{m} _{produtos} (kg/s)	\dot{m} _{prudteo} (kg/s)	\dot{m} _{reagentes} (kg/s)
0	0	5,13	-313,38	-63,02	-63,02	-63,02	0,32151	0,149715	0,29509
0	0	6,93	-302,85	-63,95	-63,95	-63,95	0,31782	0,144337	0,289044
0	0	7,79	-270,29	-59,85	-59,85	-59,85	0,289558	0,128166	0,260904
0	0	8	-267,29	-60,75	-60,75	-60,75	0,286901	0,125575	0,257893
0	0	9,73	-249,98	-56,82	-56,82	-56,82	0,279035	0,118193	0,249655
0	0	10,72	-238,81	-54,56	-54,56	-54,56	0,275513	0,112116	0,24543
0	0	11,88	-225,5	-52,19	-52,19	-52,19	0,267666	0,103434	0,237511
0	0	12,72	-204,98	-50,45	-50,45	-50,45	0,2474	0,091958	0,218589
0	0	12,74	-180,57	-44,67	-44,67	-44,67	0,225351	0,080134	0,199188
0	0	12,74	-160,43	-40,05	-40,05	-40,05	0,214202	0,071064	0,188975
0	0	12,74	-151,49	-37,83	-37,83	-37,83	0,217867	0,067081	0,191836
0	0	12,74	-127,06	-33,76	-33,76	-33,76	0,19313	0,055138	0,170597
0	0	12,74	-109,93	-30,21	-30,21	-30,21	0,179091	0,046958	0,159497
0	0	12,74	-89,37	-26,92	-26,92	-26,92	0,157935	0,036575	0,142199
0	0	12,74	-77,05	-27,19	-27,19	-27,19	0,15668	0,030221	0,145803

\dot{m} _{reagteo} (kg/s)	\dot{m} _d (kg/h)	\dot{m} _g (kg/h)	\dot{m} _{ar} (kg/h)	M _{ar} (kg/kmol)	M _{C₁₂H₂₆} (kg/kmol)	M _{C₂H₆} (kg/kmol)	M _{C₃H₈} (kg/kmol)	M _{C₄H₁₀} (kg/kmol)	M _{C₄H₄} (kg/kmol)
0,149526	32,43	0	1491,853	28,97	170,33	30,07	44,1	58,12	16,04
0,144143	31,17	0	1440,279	28,97	170,33	30,07	44,1	58,12	16,04
0,127982	27,59	0	1369,334	28,97	170,33	30,07	44,1	58,12	16,04
0,125387	26,97	0	1311,31	28,97	170,33	30,07	44,1	58,12	16,04
0,118023	25,44	0	1265,142	28,97	170,33	30,07	44,1	58,12	16,04
0,111958	24,16	0	1197,839	28,97	170,33	30,07	44,1	58,12	16,04
0,103288	22,29	0	1119,191	28,97	170,33	30,07	44,1	58,12	16,04
0,091818	19,73	0	1065,947	28,97	170,33	30,07	44,1	58,12	16,04
0,080015	17,22	0	1010,128	28,97	170,33	30,07	44,1	58,12	16,04
0,070964	15,32	0	947,1864	28,97	170,33	30,07	44,1	58,12	16,04
0,066995	14,52	0	903,3384	28,97	170,33	30,07	44,1	58,12	16,04
0,055065	11,92	0	852,9016	28,97	170,33	30,07	44,1	58,12	16,04
0,046899	10,17	0	800,4	28,97	170,33	30,07	44,1	58,12	16,04
0,036527	7,91	0	755,9256	28,97	170,33	30,07	44,1	58,12	16,04
0,030181	6,53	0	717,4832	28,97	170,33	30,07	44,1	58,12	16,04

M _{CO} (kg/kmol)	M _{CO₂} (kg/kmol)	M _{diesel} (kg/kmol)	M _{gas} (kg/kmol)	M _{H₂O} (kg/kmol)	M _{N₂} (kg/kmol)	M _{NO} (kg/kmol)	M _{NO₂} (kg/kmol)	M _{O₂} (kg/kmol)	M _S (kg/kmol)
28,01	44,01	168,3	17,81	18,02	28,01	30,01	46,01	32	32
28,01	44,01	168,3	17,81	18,02	28,01	30,01	46,01	32	32
28,01	44,01	168,3	17,81	18,02	28,01	30,01	46,01	32	32
28,01	44,01	168,3	17,81	18,02	28,01	30,01	46,01	32	32
28,01	44,01	168,3	17,81	18,02	28,01	30,01	46,01	32	32
28,01	44,01	168,3	17,81	18,02	28,01	30,01	46,01	32	32
28,01	44,01	168,3	17,81	18,02	28,01	30,01	46,01	32	32
28,01	44,01	168,3	17,81	18,02	28,01	30,01	46,01	32	32
28,01	44,01	168,3	17,81	18,02	28,01	30,01	46,01	32	32
28,01	44,01	168,3	17,81	18,02	28,01	30,01	46,01	32	32
28,01	44,01	168,3	17,81	18,02	28,01	30,01	46,01	32	32
28,01	44,01	168,3	17,81	18,02	28,01	30,01	46,01	32	32
28,01	44,01	168,3	17,81	18,02	28,01	30,01	46,01	32	32
28,01	44,01	168,3	17,81	18,02	28,01	30,01	46,01	32	32
28,01	44,01	168,3	17,81	18,02	28,01	30,01	46,01	32	32
28,01	44,01	168,3	17,81	18,02	28,01	30,01	46,01	32	32
28,01	44,01	168,3	17,81	18,02	28,01	30,01	46,01	32	32
28,01	44,01	168,3	17,81	18,02	28,01	30,01	46,01	32	32
28,01	44,01	168,3	17,81	18,02	28,01	30,01	46,01	32	32
28,01	44,01	168,3	17,81	18,02	28,01	30,01	46,01	32	32
28,01	44,01	168,3	17,81	18,02	28,01	30,01	46,01	32	32

M _{SO₂} (kg/kmol)	\dot{n} _d (kmol/s)	\dot{n} _g (kmol/s)	n _{moles_{prod}} (kmol)	\dot{n} _p (kmol/s)	\dot{n} _{pt CO₂} (kmol/s)	\dot{n} _{pt H₂O} (kmol/s)	\dot{n} _{pt N₂} (kmol/s)	\dot{n} _{pt SO₂} (kmol/s)	\dot{n} _{p H₂O} (kmol/s)
64,06	0,000054	0	0,011274	0,010414	0,000633	0,000779	0,003847	0,000001	0,00086
64,06	0,000051	0	0,01115	0,010313	0,000608	0,000755	0,00371	0,000001	0,000837
64,06	0,000046	0	0,010164	0,009413	0,000538	0,000674	0,003294	0,000001	0,000751
64,06	0,000045	0	0,010074	0,009333	0,000526	0,000663	0,003228	0,000001	0,000741
64,06	0,000042	0	0,009795	0,009102	0,000496	0,000622	0,003038	0,000001	0,000693
64,06	0,00004	0	0,00967	0,009007	0,000471	0,000589	0,002882	0,000001	0,000663
64,06	0,000037	0	0,009394	0,008763	0,000435	0,000543	0,002658	0,000001	0,000631
64,06	0,000033	0	0,008688	0,008108	0,000385	0,000486	0,002364	0	0,00058
64,06	0,000028	0	0,007911	0,007402	0,000336	0,000423	0,00206	0	0,00051
64,06	0,000025	0	0,007516	0,007061	0,000299	0,000373	0,001826	0	0,000455
64,06	0,000024	0	0,00764	0,00721	0,000283	0,00035	0,001724	0	0,00043
64,06	0,00002	0	0,006773	0,006408	0,000233	0,000288	0,001417	0	0,000365
64,06	0,000017	0	0,006277	0,00596	0,000198	0,000244	0,001207	0	0,000317
64,06	0,000013	0	0,005534	0,005273	0,000154	0,000191	0,00094	0	0,000261
64,06	0,000011	0	0,005486	0,005249	0,000127	0,000158	0,000777	0	0,000237

Tabela H1 – Dados obtidos a partir do modelo para condição diesel puro (continuação).

$\dot{n}_t \text{ O}_2$ (kmol/s)	$\dot{n} \text{ O}_2$ (kmol/s)	PCI _{C₁₂H₂₆} (kJ/kg)	PCI _{C₂H₆} (kJ/kg)	PCI _{C₃H₈} (kJ/kg)	PCI _{C₄H₁₀} (kJ/kg)	PCI _{C₄H₈} (kJ/kg)	PCI _{CO₂} (kJ/kg)	PCI _{N₂} (kJ/kg)	PCI _{O₂} (kJ/kg)
0,001023	0,002059	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0
0,000987	0,002016	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0
0,000876	0,001819	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0
0,000858	0,001798	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0
0,000808	0,001743	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0
0,000766	0,001715	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0
0,000707	0,001662	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0
0,000629	0,00153	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0
0,000548	0,001396	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0
0,000486	0,001328	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0
0,000458	0,001351	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0
0,000377	0,001203	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0
0,000321	0,001127	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0
0,00025	0,001007	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0
0,000207	0,001035	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0

PCI _s (kJ/kg)	ϕ (%)	Pa (kPa)	Pp (kPa)	Pva (kPa)	Pvp (kPa)	\dot{Q} (kW)	rend (%)	\bar{R} (kJ/kmolK)	Tad (C)
9259	50	101,33	101,33	1,908176	7,731094	-100,05	0,932	8,314	1063,93
9259	50	101,33	101,33	2,031042	7,609404	-96,95	0,932	8,314	1034,14
9259	50	101,33	101,33	2,158442	7,489796	-78,77	0,932	8,314	1004,1
9259	50	101,33	101,33	2,250576	7,450466	-87,52	0,932	8,314	988,54
9259	50	101,33	101,33	2,163455	7,166954	-82,50	0,932	8,314	959,03
9259	50	101,33	101,33	2,116851	6,945947	-84,20	0,932	8,314	930,5
9259	50	101,33	101,33	2,115265	6,804516	-80,44	0,932	8,314	903,74
9259	50	101,33	101,33	2,290956	6,761719	-71,83	0,932	8,314	873,92
9259	50	101,33	101,33	2,228684	6,526049	-62,84	0,932	8,314	843,82
9259	50	101,33	101,33	2,100089	6,131691	-58,25	0,932	8,314	797,69
9259	50	101,33	101,33	1,937567	5,705666	-62,14	0,932	8,314	750,51
9259	50	101,33	101,33	1,987484	5,458161	-50,46	0,932	8,314	702,03
9259	50	101,33	101,33	1,915005	5,116704	-48,34	0,932	8,314	652,6
9259	50	101,33	101,33	1,971737	4,786416	-41,88	0,932	8,314	585,1
9259	50	101,33	101,33	2,008858	4,374005	-37,33	0,932	8,314	497,62

Tad _{teórico} (C)	T ₀ (K)	T _a (C)	T _d (C)	T _g (C)	T _{orvalho} (C)	T _p (C)	T _{ref} (C)	w	\dot{W} (kW)
1930,38	298	28,16	32,24	25	40,87	426,1	25	0,011938	150,54
1915,53	298	29,23	34,79	25	40,57	416	25	0,012723	142,17
1899,43	298	30,29	36	25	40,27	403,9	25	0,013538	131,87
1888,15	298	31,02	36,3	25	40,18	392,5	25	0,014129	119,21
1890,01	298	30,33	38,75	25	39,45	382,9	25	0,01357	110,84
1885,86	298	29,95	40,14	25	38,86	370,8	25	0,013272	100,21
1873,59	298	29,94	41,78	25	38,48	358,7	25	0,013262	93,03
1843,77	298	31,34	42,96	25	38,37	345,6	25	0,014389	82,83
1837,61	298	30,85	43	25	37,71	330,5	25	0,013989	73,18
1832,96	298	29,81	43	25	36,56	315	25	0,013165	62,23
1832,27	298	28,42	43	25	35,25	298,1	25	0,012126	51,61
1799,2	298	28,86	43	25	34,45	279,2	25	0,012445	42,92
1777,59	298	28,22	43	25	33,29	259	25	0,011982	31,44
1713,51	298	28,72	43	25	32,11	230,7	25	0,012344	20,6
1599,87	298	29,04	43	25	30,52	207,6	25	0,012581	12,55

Wres (kW)	X _{Air} (%)	$\bar{X} \text{ C}_{12}\text{H}_{26}$ □0 (kJ/kmol)	$\bar{X} \text{ C}_{12}\text{H}_{26}$ □qui (kJ/kmol)	$\bar{X} \text{ C}_2\text{H}_6$ □0 (kJ/kmol)	$\bar{X} \text{ C}_2\text{H}_6$ □qui (kJ/kmol)	$\bar{X} \text{ C}_3\text{H}_8$ □0 (kJ/kmol)	$\bar{X} \text{ C}_3\text{H}_8$ □qui (kJ/kmol)	$\bar{X} \text{ C}_4\text{H}_{10}$ □0 (kJ/kmol)	$\bar{X} \text{ C}_4\text{H}_{10}$ □qui (kJ/kmol)
140,3	103,59	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271
132,5	106,95	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271
122,9	110,48	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271
111,1	112,39	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271
103,3	118,63	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271
93,4	126,82	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271
86,7	138,24	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271
77,2	146,83	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271
68,2	158,41	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271
58	176,9	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271
48,1	198,28	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271
40	223,23	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271
29,3	255,48	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271
19,2	307,82	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271
11,7	407,59	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271

APÊNDICE H2

Tabela H2 – Dados obtidos a partir do modelo para condição de maior taxa de substituição.

AC kg de ar por kg de combustível	AC _i kg de ar por kg de combustível	Cp C ₁₂ H ₂₆ (kJ/kgC)	Cp _s (kJ/kgC)	ε (%)	η _{PCI} (%)	E _{PC} (kW)	fmolarPer (%)	fmolarH ₂ O (%)	hp CH ₄ (kJ/kg)
27,707	16,559	2,21	0,708	52,3882	55,1388	273,01	11,18317	0,111832	-3472,71
28,4	16,663	2,21	0,708	48,8231	51,2517	277,39	11,19177	0,111918	-3496,95
29,416	16,835	2,21	0,708	48,8097	51,1843	257,63	11,16036	0,111604	-3515,66
30,3	16,804	2,21	0,708	46,8259	49,0588	242,99	10,74815	0,107482	-3530,71
31,533	16,863	2,21	0,708	45,6428	47,8302	231,73	10,43883	0,104388	-3545,69
32,881	16,785	2,21	0,708	42,4047	44,4487	225,46	9,898661	0,098987	-3571,96
33,648	16,771	2,21	0,708	39,8291	41,7636	222,74	9,746799	0,097468	-3598,38
35,496	16,701	2,21	0,708	37,5854	39,4162	210,15	9,21082	0,092108	-3634,02
37,441	16,704	2,21	0,708	34,8783	36,5746	200,07	8,797435	0,087974	-3691,94
39,468	16,656	2,21	0,708	31,9403	33,4838	185,86	8,461281	0,084613	-3732,37
42,416	16,679	2,21	0,708	28,3262	29,6778	173,9	8,270277	0,082703	-3779,64
46,08	16,558	2,21	0,708	24,9793	26,1777	163,95	7,586527	0,075865	-3845,8
50,496	16,539	2,21	0,708	20,0014	20,9441	150,1	7,088473	0,070885	-3922,91
57,626	16,499	2,21	0,708	14,0402	14,6992	140,15	6,359157	0,063592	-4003,17
66,968	16,518	2,21	0,708	9,5777	10,0222	125,26	5,745979	0,05746	-4092,02

hp CO (kJ/kg)	hp CO ₂ (kJ/kg)	hp H ₂ O (kJ/kg)	hp N ₂ (kJ/kg)	hp NO (kJ/kg)	hp NO ₂ (kJ/kg)	hp O ₂ (kJ/kg)	hp SO ₂ (kJ/kg)	hp _{Tad} CH ₄ (kJ/kg)	hp _{Tad} CO (kJ/kg)
-3506,7	-8528,87	-12617,6	435,7	3439,29	1116,66	399,78	-4342,7	169,66	-2567,57
-3514,2	-8536,42	-12631,6	428,31	3432,11	1109,66	392,86	-4348,01	16,07	-2603,32
-3520,01	-8542,27	-12642,5	422,58	3426,55	1104,24	387,5	-4352,11	-203,93	-2654,91
-3524,7	-8546,98	-12651,2	417,96	3422,06	1099,87	383,18	-4355,43	-412,17	-2704,12
-3529,38	-8551,69	-12659,9	413,34	3417,57	1095,51	378,86	-4358,73	-657,41	-2762,61
-3537,62	-8559,96	-12675,3	405,21	3409,68	1087,84	371,25	-4364,55	-892,95	-2819,36
-3545,96	-8568,31	-12690,8	396,99	3401,7	1080,09	363,56	-4370,43	-979,02	-2840,25
-3557,28	-8579,63	-12711,8	385,83	3390,86	1069,6	353,12	-4378,4	-1218,21	-2898,77
-3575,86	-8598,17	-12746,3	367,51	3373,06	1052,4	335,99	-4391,46	-1456,22	-2957,73
-3588,98	-8611,21	-12770,6	354,57	3360,5	1040,31	323,9	-4400,65	-1607,48	-2995,62
-3604,48	-8626,57	-12799,3	339,29	3345,67	1026,06	309,62	-4411,5	-1755,35	-3033,01
-3626,48	-8648,28	-12839,9	317,59	3324,6	1005,91	289,36	-4426,84	-2012,37	-3098,94
-3652,61	-8673,92	-12888,1	291,82	3299,59	982,13	265,32	-4444,98	-2259,76	-3163,61
-3680,43	-8701	-12939,2	264,37	3272,97	957,01	239,78	-4464,19	-2604,16	-3256,04
-3712,05	-8731,49	-12997,2	233,15	3242,74	928,74	210,8	-4485,85	-2935,72	-3348,25

hp _{Tad} CO ₂ (kJ/kg)	hp _{Tad} H ₂ O (kJ/kg)	hp _{Tad} N ₂ (kJ/kg)	hp _{Tad} NO (kJ/kg)	hp _{Tad} NO ₂ (kJ/kg)	hp _{Tad} O ₂ (kJ/kg)	hp _{Tad} SO ₂ (kJ/kg)	hp _{Tadteo} CO ₂ (kJ/kg)	hp _{Tadteo} H ₂ O (kJ/kg)	hp _{Tadteo} N ₂ (kJ/kg)
-7549,26	-10766,9	1364,12	4335,32	2013,05	1261,21	-3676,14	-6655,32	-8954,63	2199,04
-7587,07	-10840,8	1328,75	4301,37	1978,86	1228,62	-3701,09	-6668,36	-8981,87	2186,85
-7641,62	-10947,1	1277,7	4252,37	1929,49	1181,56	-3737,16	-6711,36	-9071,58	2146,67
-7693,62	-11048	1229,02	4205,6	1882,38	1136,67	-3771,66	-6707,54	-9063,62	2150,24
-7755,37	-11167,2	1171,14	4149,97	1826,36	1083,27	-3812,77	-6737,14	-9125,24	2122,58
-7815,23	-11282,2	1115	4095,97	1771,97	1031,43	-3852,79	-6734,87	-9120,52	2124,71
-7837,25	-11324,3	1094,32	4076,08	1751,94	1012,33	-3867,55	-6742,64	-9136,68	2117,45
-7898,87	-11441,9	1036,43	4020,34	1695,85	958,82	-3908,97	-6744,81	-9141,19	2115,42
-7960,86	-11559,6	978,1	3964,15	1639,32	904,85	-3950,83	-6765,2	-9183,55	2096,37
-8000,64	-11634,8	940,62	3928,01	1602,99	870,14	-3977,78	-6767,75	-9188,84	2093,99
-8039,85	-11708,7	903,64	3892,34	1567,15	835,87	-4004,43	-6798,21	-9252,01	2065,54
-8108,83	-11838,2	838,44	3829,4	1503,98	775,39	-4051,48	-6792,24	-9239,64	2071,11
-8176,3	-11964,3	774,5	3767,62	1442,08	715,98	-4097,73	-6812,03	-9280,63	2052,63
-8272,32	-12142,9	683,14	3679,25	1353,77	630,94	-4163,91	-6850,09	-9359,3	2017,09
-8367,46	-12319,2	592,06	3591,02	1266,02	545,98	-4229,89	-6926,82	-9517,33	1945,43

hp _{Tadteo} SO ₂ (kJ/kg)	hra H ₂ O (kJ/kg)	hra N ₂ (kJ/kg)	hra O ₂ (kJ/kg)	hr C ₁₂ H ₂₆ (kJ/kg)	hr C ₂ H ₆ (kJ/kg)	hr C ₃ H ₈ (kJ/kg)	hr C ₄ H ₁₀ (kJ/kg)	hr CH ₄ (kJ/kg)	hr CO ₂ (kJ/kg)
-3087,93	-13407,5	8,33	7,37	-2043,23	-2812,14	-2351,62	-2166,9	-4662,33	-8939,92
-3096,73	-13407,5	8,33	7,37	-2038,81	-2812,14	-2351,62	-2166,9	-4662,33	-8939,92
-3125,66	-13403,8	10,42	9,21	-2032,18	-2813,9	-2353,29	-2168,62	-4664,58	-8940,76
-3123,09	-13405,7	9,38	8,29	-2032,18	-2812,14	-2351,62	-2166,9	-4662,33	-8939,92
-3142,92	-13403,8	10,42	9,21	-2032,18	-2812,14	-2351,62	-2166,9	-4662,33	-8939,92
-3141,4	-13405,7	9,38	8,29	-2032,18	-2810,37	-2349,93	-2165,18	-4660,07	-8939,08
-3146,6	-13405,7	9,38	8,29	-2032,18	-2810,37	-2349,93	-2165,18	-4660,07	-8939,08
-3148,05	-13407,5	8,33	7,37	-2032,18	-2810,37	-2349,93	-2165,18	-4660,07	-8939,08
-3161,66	-13407,5	8,33	7,37	-2032,18	-2806,82	-2346,55	-2161,73	-4655,56	-8937,39
-3163,36	-13409,4	7,29	6,45	-2032,18	-2805,04	-2344,86	-2160	-4653,3	-8936,55
-3183,63	-13409,4	7,29	6,45	-2032,18	-2805,04	-2344,86	-2160	-4653,3	-8936,55
-3179,66	-13413,2	5,21	4,61	-2032,18	-2803,25	-2343,15	-2158,26	-4651,04	-8935,7
-3192,81	-13415	4,17	3,69	-2032,18	-2803,25	-2343,15	-2158,26	-4651,04	-8935,7
-3218,02	-13416,9	3,12	2,76	-2034,39	-2803,25	-2343,15	-2158,26	-4651,04	-8935,7
-3268,64	-13416,9	3,12	2,76	-2038,81	-2801,46	-2341,45	-2156,51	-4648,77	-8934,85

Tabela H2 – Dados obtidos a partir do modelo para condição de maior taxa de substituição (continuação).

$\dot{n}_t \text{ O}_2$ (kmol/s)	$\dot{n} \text{ O}_2$ (kmol/s)	PCI _{C12H26} (kJ/kg)	PCI _{C2H6} (kJ/kg)	PCI _{C3H8} (kJ/kg)	PCI _{C4H10} (kJ/kg)	PCI _{CH4} (kJ/kg)	PCI _{CO2} (kJ/kg)	PCI _{N2} (kJ/kg)	PCI _{O2} (kJ/kg)
0,00072	0,001186	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0
0,000732	0,001229	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0
0,000686	0,001177	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0
0,000644	0,001143	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0
0,000617	0,001134	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0
0,000598	0,001152	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0
0,000591	0,001165	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0
0,000555	0,001161	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0
0,000528	0,001166	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0
0,000489	0,001142	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0
0,000458	0,001147	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0
0,000429	0,001177	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0
0,000391	0,00118	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0
0,000364	0,001258	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0
0,000326	0,001305	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0

PCI _s (kJ/kg)	ϕ (%)	Pa (kPa)	Pp (kPa)	Pva (kPa)	Pvp (kPa)	\dot{Q} (kW)	rend (%)	\bar{R} (kJ/kmolK)	Tad (C)
9259	50	101,33	101,33	2,516742	11,33135	-35,64	0,932	8,314	1220,77
9259	50	101,33	101,33	2,516742	11,34006	-44,75	0,932	8,314	1192,21
9259	50	101,33	101,33	2,813344	11,30824	-38,58	0,932	8,314	1150,87
9259	50	101,33	101,33	2,661463	10,89056	-38,06	0,932	8,314	1111,29
9259	50	101,33	101,33	2,813344	10,57714	-35,16	0,932	8,314	1064,04
9259	50	101,33	101,33	2,661463	10,02982	-38,43	0,932	8,314	1017,98
9259	50	101,33	101,33	2,661463	9,875945	-43,65	0,932	8,314	1000,96
9259	50	101,33	101,33	2,516742	9,332863	-43,96	0,932	8,314	953,13
9259	50	101,33	101,33	2,516742	8,914001	-46,8	0,932	8,314	904,65
9259	50	101,33	101,33	2,378898	8,573393	-49,52	0,932	8,314	873,34
9259	50	101,33	101,33	2,378898	8,379858	-55,03	0,932	8,314	842,32
9259	50	101,33	101,33	2,12275	7,687048	-57,39	0,932	8,314	787,3
9259	50	101,33	101,33	2,003922	7,182396	-60,73	0,932	8,314	732,9
9259	50	101,33	101,33	1,890923	6,443415	-63,93	0,932	8,314	654,32
9259	50	101,33	101,33	1,890923	5,822113	-62,04	0,932	8,314	574,86

Tad _{arterioico} (C)	T ₀ (K)	T _a (C)	T _d (C)	T _g (C)	T _{orvalho} (C)	T _p (C)	T _{ref} (C)	w	\dot{W} (kW)
1879,12	298	33	37	27	48,26	435,4	25	0,015843	150,54
1869,67	298	33	39	27	48,27	428,7	25	0,015843	142,17
1838,51	298	35	42	26	48,22	423,5	25	0,017763	131,87
1841,28	298	34	42	27	47,47	419,3	25	0,016779	119,21
1819,81	298	35	42	27	46,89	415,1	25	0,017763	110,84
1821,46	298	34	42	28	45,85	407,7	25	0,016779	100,21
1815,82	298	34	42	28	45,55	400,2	25	0,016779	93,03
1814,24	298	33	42	28	44,45	390	25	0,015843	82,83
1799,44	298	33	42	30	43,56	373,2	25	0,015843	73,18
1797,59	298	32	42	31	42,81	361,3	25	0,014954	62,23
1775,45	298	32	42	31	42,37	347,2	25	0,014954	51,61
1779,79	298	30	42	32	40,76	327,1	25	0,01331	42,92
1765,4	298	29	42	32	39,49	303,1	25	0,01255	31,44
1737,71	298	28	41	32	37,47	277,4	25	0,011828	20,6
1681,76	298	28	39	33	35,62	248	25	0,011828	12,55

Wres (kW)	X _{Air} (%)	$\bar{X} \text{ C}_{12}\text{H}_{26}$ □ ₀ (kJ/kmol)	$\bar{X} \text{ C}_{12}\text{H}_{26}$ □ _{qui} (kJ/kmol)	$\bar{X} \text{ C}_2\text{H}_6$ □ ₀ (kJ/kmol)	$\bar{X} \text{ C}_2\text{H}_6$ □ _{qui} (kJ/kmol)	$\bar{X} \text{ C}_3\text{H}_8$ □ ₀ (kJ/kmol)	$\bar{X} \text{ C}_3\text{H}_8$ □ _{qui} (kJ/kmol)	$\bar{X} \text{ C}_4\text{H}_{10}$ □ ₀ (kJ/kmol)	$\bar{X} \text{ C}_4\text{H}_{10}$ □ _{qui} (kJ/kmol)
140,3	67,32	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271
132,5	70,44	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271
122,9	74,73	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271
111,1	80,32	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271
103,3	86,99	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271
93,4	95,9	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271
86,7	100,64	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271
77,2	112,53	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271
68,2	124,14	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271
58	136,96	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271
48,1	154,31	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271
40	178,29	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271
29,3	205,32	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271
19,2	249,27	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271
11,7	305,42	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271

APÊNDICE H3

Tabela H3 – Dados obtidos a partir do modelo para condição de menor taxa de substituição.

AC kg de ar por kg de combustível	AC _i kg de ar por kg de combustível	Cp C ₁₂ H ₂₆ (kJ/kgC)	Cp _s (kJ/kgC)	ε (%)	η _{PCI} (%)	E _{PC} (kW)	fmolarPer (%)	fmolarH ₂ O (%)	hp CH ₄ (kJ/kg)
30,41	16,614	2,21	0,708	48,6262	51,3715	293,04	10,04737	0,100474	-3506,67
31,201	16,544	2,21	0,708	47,5793	50,2643	282,84	9,720886	0,097209	-3515,66
32,136	16,605	2,21	0,708	45,3981	47,9727	274,88	9,59495	0,095949	-3542,13
33,417	16,592	2,21	0,708	42,9206	45,3688	262,75	9,361839	0,093618	-3549,61
34,859	16,587	2,21	0,708	42,049	44,4542	249,33	9,142268	0,091423	-3577,26
36,43	16,586	2,21	0,708	40,406	42,7179	234,6	8,934689	0,089347	-3609,25
37,498	16,574	2,21	0,708	39,3112	41,5728	223,77	8,807464	0,088075	-3638,54
39,785	16,567	2,21	0,708	37,9315	40,1213	206,46	8,420437	0,084204	-3676,18
41,612	16,508	2,21	0,708	36,4523	38,5456	189,84	8,104328	0,081043	-3724,59
43,721	16,518	2,21	0,708	33,9637	35,9048	173,32	7,906129	0,079061	-3777,97
47,386	16,512	2,21	0,708	31,2829	33,0757	156,03	7,531545	0,075315	-3838,96
51,35	16,483	2,21	0,708	29,7299	31,403	136,67	7,112116	0,071121	-3905,1
56,578	16,479	2,21	0,708	25,0626	26,476	118,74	6,710516	0,067105	-3988,05
65,229	16,427	2,21	0,708	19,3089	20,3921	101,02	6,057383	0,060574	-4062,15
77,227	16,385	2,21	0,708	14,2738	15,0679	83,31	5,406156	0,054062	-4151,22

hp CO (kJ/kg)	hp CO ₂ (kJ/kg)	hp H ₂ O (kJ/kg)	hp N ₂ (kJ/kg)	hp NO (kJ/kg)	hp NO ₂ (kJ/kg)	hp O ₂ (kJ/kg)	hp SO ₂ (kJ/kg)	hp _{Tad} CH ₄ (kJ/kg)	hp _{Tad} CO (kJ/kg)
-3517,22	-8539,46	-12637,3	425,33	3429,22	1106,85	390,08	-4350,14	-534,17	-2733,04
-3520,01	-8542,27	-12642,5	422,58	3426,55	1104,24	387,5	-4352,11	-666,65	-2764,72
-3528,26	-8550,57	-12657,9	414,44	3418,64	1096,55	379,88	-4357,95	-820,23	-2801,66
-3530,61	-8552,92	-12662,2	412,13	3416,4	1094,37	377,73	-4359,6	-971,9	-2838,4
-3539,29	-8561,63	-12678,4	403,57	3408,08	1086,29	369,71	-4365,73	-1122,21	-2875,08
-3549,4	-8571,76	-12697,2	393,6	3398,4	1076,9	360,39	-4372,85	-1270,92	-2911,65
-3558,72	-8581,07	-12714,5	384,41	3389,48	1068,26	351,79	-4379,41	-1353,22	-2932,01
-3570,78	-8593,11	-12736,9	372,52	3377,93	1057,1	340,67	-4387,89	-1589,38	-2990,97
-3586,45	-8608,7	-12765,9	357,07	3362,93	1042,64	326,23	-4398,88	-1730,92	-3026,73
-3603,93	-8626,03	-12798,3	339,83	3346,19	1026,56	310,12	-4411,11	-1878,41	-3064,34
-3624,19	-8646,02	-12835,7	319,86	3326,8	1008,01	291,47	-4425,24	-2116,99	-3126,05
-3646,53	-8667,97	-12876,9	297,82	3305,41	987,65	270,92	-4440,77	-2332,99	-3182,95
-3675,14	-8695,87	-12929,5	269,59	3278,04	961,77	244,63	-4460,54	-2574,79	-3247,99
-3701,32	-8721,18	-12977,6	243,74	3253	938,3	220,63	-4478,52	-2889,21	-3335,06
-3733,64	-8752,11	-13036,8	211,8	3222,1	909,62	191,06	-4500,54	-3197,67	-3423,88

hp _{Tad} CO ₂ (kJ/kg)	hp _{Tad} H ₂ O (kJ/kg)	hp _{Tad} N ₂ (kJ/kg)	hp _{Tad} NO (kJ/kg)	hp _{Tad} NO ₂ (kJ/kg)	hp _{Tad} O ₂ (kJ/kg)	hp _{Tad} SO ₂ (kJ/kg)	hp _{Tadteo} CO ₂ (kJ/kg)	hp _{Tadteo} H ₂ O (kJ/kg)	hp _{Tadteo} N ₂ (kJ/kg)
-7724,16	-11107	1200,4	4178,1	1854,69	1110,27	-3791,97	-6725,23	-9100,46	2133,71
-7757,6	-11171,5	1169,06	4147,97	1824,34	1081,35	-3814,26	-6717,39	-9084,13	2141,04
-7796,58	-11246,4	1132,5	4112,81	1788,93	1047,6	-3840,3	-6746,05	-9143,76	2114,27
-7835,31	-11320,6	1096,15	4077,84	1753,72	1014,02	-3866,24	-6761,33	-9175,5	2099,99
-7873,94	-11394,4	1059,86	4042,91	1718,56	980,49	-3892,19	-6778,99	-9212,17	2083,49
-7912,42	-11467,6	1023,69	4008,07	1683,5	947,04	-3918,1	-6798,59	-9252,8	2065,18
-7933,83	-11508,3	1003,55	3988,67	1663,98	928,41	-3932,55	-6811,49	-9279,5	2053,14
-7995,76	-11625,6	945,22	3932,44	1607,45	874,4	-3974,47	-6839,83	-9338,11	2026,67
-8033,26	-11696,3	909,85	3898,33	1573,17	841,63	-3999,94	-6839,19	-9336,79	2027,27
-8072,66	-11770,4	872,65	3862,43	1537,12	807,13	-4026,78	-6864,71	-9389,48	2003,43
-8137,15	-11891,2	811,62	3803,5	1478,02	750,48	-4070,87	-6908,34	-9479,35	1962,69
-8196,44	-12001,9	755,37	3749,13	1423,58	698,19	-4111,58	-6928,41	-9520,59	1943,95
-8263,97	-12127,4	691,1	3686,95	1361,46	638,36	-4158,14	-6987,62	-9641,95	1888,67
-8353,89	-12294,1	605,09	3603,65	1278,55	558,14	-4220,46	-7051,2	-9771,72	1829,3
-8444,89	-12462,3	517,41	3518,61	1194,44	476,22	-4283,87	-7141,51	-9955	1745

hp _{Tadteo} SO ₂ (kJ/kg)	hra H ₂ O (kJ/kg)	hra N ₂ (kJ/kg)	hra O ₂ (kJ/kg)	hr C ₁₂ H ₂₆ (kJ/kg)	hr C ₂ H ₆ (kJ/kg)	hr C ₃ H ₈ (kJ/kg)	hr C ₄ H ₁₀ (kJ/kg)	hr CH ₄ (kJ/kg)	hr CO ₂ (kJ/kg)
-3134,95	-13401,9	11,46	10,14	-2047,65	-2805,04	-2344,86	-2160	-4653,3	-8936,55
-3129,7	-13403,8	10,42	9,21	-2047,65	-2801,46	-2341,45	-2156,51	-4648,77	-8934,85
-3148,88	-13401,9	11,46	10,14	-2043,23	-2799,66	-2339,74	-2154,77	-4646,51	-8934
-3159,07	-13401,9	11,46	10,14	-2038,81	-2797,86	-2338,02	-2153,02	-4644,24	-8933,15
-3170,85	-13401,9	11,46	10,14	-2034,39	-2797,86	-2338,02	-2153,02	-4644,24	-8933,15
-3183,88	-13401,9	11,46	10,14	-2032,18	-2797,86	-2338,02	-2153,02	-4644,24	-8933,15
-3192,45	-13401,9	11,46	10,14	-2032,18	-2797,86	-2338,02	-2153,02	-4644,24	-8933,15
-3211,23	-13401,9	11,46	10,14	-2032,18	-2796,05	-2336,3	-2151,26	-4641,97	-8932,3
-3210,81	-13403,8	10,42	9,21	-2032,18	-2796,05	-2336,3	-2151,26	-4641,97	-8932,3
-3227,69	-13403,8	10,42	9,21	-2032,18	-2794,24	-2334,57	-2149,5	-4639,7	-8931,45
-3256,47	-13403,8	10,42	9,21	-2032,18	-2796,05	-2336,3	-2151,26	-4641,97	-8932,3
-3269,68	-13405,7	9,38	8,29	-2032,18	-2797,86	-2338,02	-2153,02	-4644,24	-8933,15
-3308,57	-13405,7	9,38	8,29	-2032,18	-2797,86	-2338,02	-2153,02	-4644,24	-8933,15
-3350,21	-13407,5	8,33	7,37	-2032,18	-2797,86	-2338,02	-2153,02	-4644,24	-8933,15
-3409,22	-13409,4	7,29	6,45	-2032,18	-2797,86	-2338,02	-2153,02	-4644,24	-8933,15

Tabela G3 – Dados obtidos a partir do modelo para condição de menor taxa de substituição (continuação).

$\dot{n}_t \text{ O}_2$ (kmol/s)	$\dot{n} \text{ O}_2$ (kmol/s)	PCI _{C12H26} (kJ/kg)	PCI _{C2H6} (kJ/kg)	PCI _{C3H8} (kJ/kg)	PCI _{C4H10} (kJ/kg)	PCI _{CH4} (kJ/kg)	PCI _{CO2} (kJ/kg)	PCI _{N2} (kJ/kg)	PCI _{O2} (kJ/kg)
0,000781	0,001404	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0
0,000751	0,001391	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0
0,000733	0,001392	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0
0,0007	0,001385	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0
0,000665	0,001371	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0
0,000625	0,001348	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0
0,000596	0,001324	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0
0,00055	0,001297	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0
0,000504	0,001248	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0
0,00046	0,001196	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0
0,000414	0,001168	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0
0,000361	0,001107	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0
0,000314	0,00106	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0
0,000266	0,00104	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0
0,000219	0,001016	44143,18	47480	46360	45720	50020	0	0	0

PCI _s (kJ/kg)	ϕ (%)	Pa (kPa)	Pp (kPa)	Pva (kPa)	Pvp (kPa)	\dot{Q} (kW)	rend (%)	\bar{R} (kJ/kmolK)	Tad (C)
9259	50	101,33	101,33	2,972676	10,1805	-33,10	0,932	8,314	1087,96
9259	50	101,33	101,33	2,813344	9,849687	-33,05	0,932	8,314	1062,34
9259	50	101,33	101,33	2,972676	9,722083	-37,38	0,932	8,314	1032,37
9259	50	101,33	101,33	2,972676	9,485883	-39,91	0,932	8,314	1002,47
9259	50	101,33	101,33	2,972676	9,263403	-39,15	0,932	8,314	972,52
9259	50	101,33	101,33	2,972676	9,053073	-40,26	0,932	8,314	942,56
9259	50	101,33	101,33	2,972676	8,924163	-41,45	0,932	8,314	925,83
9259	50	101,33	101,33	2,972676	8,532008	-38,86	0,932	8,314	877,19
9259	50	101,33	101,33	2,813344	8,211711	-38,72	0,932	8,314	847,54
9259	50	101,33	101,33	2,813344	8,010886	-40,35	0,932	8,314	816,22
9259	50	101,33	101,33	2,813344	7,631338	-39,83	0,932	8,314	764,54
9259	50	101,33	101,33	2,661463	7,206352	-37,06	0,932	8,314	716,53
9259	50	101,33	101,33	2,661463	6,799431	-38,40	0,932	8,314	661,21
9259	50	101,33	101,33	2,516742	6,137643	-37,57	0,932	8,314	586,3
9259	50	101,33	101,33	2,378898	5,477788	-34,95	0,932	8,314	508,79

Tad _{arteorico} (C)	T ₀ (K)	T _a (C)	T _d (C)	T _g (C)	T _{orvalho} (C)	T _p (C)	T _{ref} (C)	w	\dot{W} (kW)
1828,45	298	36	35	31	46,14	426	25	0,0188	150,54
1834,14	298	35	35	33	45,49	423,5	25	0,017763	142,17
1813,35	298	36	37	34	45,24	416,1	25	0,0188	131,87
1802,26	298	36	39	35	44,76	414	25	0,0188	119,21
1789,42	298	36	41	35	44,3	406,2	25	0,0188	110,84
1775,18	298	36	42	35	43,86	397,1	25	0,0188	100,21
1765,8	298	36	42	35	43,58	388,7	25	0,0188	93,03
1745,18	298	36	42	36	42,72	377,8	25	0,0188	82,83
1745,64	298	35	42	36	41,99	363,6	25	0,017763	73,18
1727,06	298	35	42	37	41,52	347,7	25	0,017763	62,23
1695,25	298	35	42	36	40,63	329,2	25	0,017763	51,61
1680,6	298	34	42	35	39,55	308,7	25	0,016779	42,92
1637,32	298	34	42	35	38,47	282,3	25	0,016779	31,44
1590,73	298	33	42	35	36,58	258	25	0,015843	20,6
1524,35	298	32	42	35	34,52	227,8	25	0,014954	12,55

Wres (kW)	X _{Air} (%)	$\bar{X} \text{ C}_{12}\text{H}_{26}$ □ ₀ (kJ/kmol)	$\bar{X} \text{ C}_{12}\text{H}_{26}$ □ _{qui} (kJ/kmol)	$\bar{X} \text{ C}_2\text{H}_6$ □ ₀ (kJ/kmol)	$\bar{X} \text{ C}_2\text{H}_6$ □ _{qui} (kJ/kmol)	$\bar{X} \text{ C}_3\text{H}_8$ □ ₀ (kJ/kmol)	$\bar{X} \text{ C}_3\text{H}_8$ □ _{qui} (kJ/kmol)	$\bar{X} \text{ C}_4\text{H}_{10}$ □ ₀ (kJ/kmol)	$\bar{X} \text{ C}_4\text{H}_{10}$ □ _{qui} (kJ/kmol)
140,3	83,04	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271
132,5	88,59	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271
122,9	93,54	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271
111,1	101,4	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271
103,3	110,16	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271
93,4	119,64	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271
86,7	126,24	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271
77,2	140,14	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271
68,2	152,07	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271
58	164,69	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271
48,1	186,98	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271
40	211,53	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271
29,3	243,33	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271
19,2	297,08	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271
11,7	371,33	8059340	8059340	1504360	1497855	2163190	2147239	2818930	2803271

Tabela H3 – Dados obtidos a partir do modelo para condição de menor taxa de substituição (continuação).

\bar{X} CH ₄ □0 (kJ/kmol)	\bar{X} CH ₄ □qui (kJ/kmol)	\bar{X} CO ₂ □0 (kJ/kmol)	\bar{X} CO ₂ □qui (kJ/kmol)	\bar{X} N ₂ □0 (kJ/kmol)	\bar{X} N ₂ □qui (kJ/kmol)	\bar{X} O ₂ □0 (kJ/kmol)	\bar{X} O ₂ □qui (kJ/kmol)	\bar{X} SO ₂ □0 (kJ/kmol)	\bar{X} SO ₂ □qui (kJ/kmol)
836510	836232,9	20140	9985,62	720	-10097,9	3970	-13698	598850	598850
836510	836232,9	20140	9985,62	720	-10097,9	3970	-13698	598850	598850
836510	836232,9	20140	9985,62	720	-10097,9	3970	-13698	598850	598850
836510	836232,9	20140	9985,62	720	-10097,9	3970	-13698	598850	598850
836510	836232,9	20140	9985,62	720	-10097,9	3970	-13698	598850	598850
836510	836232,9	20140	9985,62	720	-10097,9	3970	-13698	598850	598850
836510	836232,9	20140	9985,62	720	-10097,9	3970	-13698	598850	598850
836510	836232,9	20140	9985,62	720	-10097,9	3970	-13698	598850	598850
836510	836232,9	20140	9985,62	720	-10097,9	3970	-13698	598850	598850
836510	836232,9	20140	9985,62	720	-10097,9	3970	-13698	598850	598850
836510	836232,9	20140	9985,62	720	-10097,9	3970	-13698	598850	598850
836510	836232,9	20140	9985,62	720	-10097,9	3970	-13698	598850	598850
836510	836232,9	20140	9985,62	720	-10097,9	3970	-13698	598850	598850
836510	836232,9	20140	9985,62	720	-10097,9	3970	-13698	598850	598850
836510	836232,9	20140	9985,62	720	-10097,9	3970	-13698	598850	598850
836510	836232,9	20140	9985,62	720	-10097,9	3970	-13698	598850	598850
836510	836232,9	20140	9985,62	720	-10097,9	3970	-13698	598850	598850

\dot{X} (kW)	\dot{X}_d (kW)	\dot{X}_g (kW)	yd _{C12H26}	yd _s	yg _{C2H6}	yg _{C3H8}	yg _{C4H10}	yg _{CH4}	yg _{CO2}
309,58	143,15	166,43	0,9853	0,0147	0,0724	0,0016	0,0018	0,8942	0,0166
298,8	137,9	160,9	0,9853	0,0147	0,0724	0,0016	0,0018	0,8942	0,0166
290,47	136,85	153,61	0,9853	0,0147	0,0724	0,0016	0,0018	0,8942	0,0166
277,74	133,97	143,77	0,9853	0,0147	0,0724	0,0016	0,0018	0,8942	0,0166
263,59	128,59	135	0,9853	0,0147	0,0724	0,0016	0,0018	0,8942	0,0166
248,02	121,11	126,91	0,9853	0,0147	0,0724	0,0016	0,0018	0,8942	0,0166
236,64	118,09	118,55	0,9853	0,0147	0,0724	0,0016	0,0018	0,8942	0,0166
218,37	110,48	107,89	0,9853	0,0147	0,0724	0,0016	0,0018	0,8942	0,0166
200,74	99,46	101,29	0,9853	0,0147	0,0724	0,0016	0,0018	0,8942	0,0166
183,23	89,09	94,14	0,9853	0,0147	0,0724	0,0016	0,0018	0,8942	0,0166
164,98	81,09	83,89	0,9853	0,0147	0,0724	0,0016	0,0018	0,8942	0,0166
144,36	65,87	78,49	0,9853	0,0147	0,0724	0,0016	0,0018	0,8942	0,0166
125,44	57,73	67,7	0,9853	0,0147	0,0724	0,0016	0,0018	0,8942	0,0166
106,69	48,02	58,67	0,9853	0,0147	0,0724	0,0016	0,0018	0,8942	0,0166
87,95	38,18	49,77	0,9853	0,0147	0,0724	0,0016	0,0018	0,8942	0,0166

yg _{N2}	yg _{O2}	yp _{CH4}	yp _{CO}	yp _{CO2}	yp _{N2}	yp _{NO}	yp _{NO2}	yp _{O2}	yp _{SO2}
0,0127	0,0008	0,001816	0,000911	0,056	0,841562	0,000687	0,000024	0,099	0,000076
0,0127	0,0008	0,001625	0,001251	0,054	0,8415	0,000605	0,000019	0,101	0,000073
0,0127	0,0008	0,001462	0,001523	0,052	0,84147	0,000528	0,000017	0,103	0,000071
0,0127	0,0008	0,00134	0,001812	0,05	0,839379	0,000453	0,000016	0,107	0,000070
0,0127	0,0008	0,001167	0,002014	0,048	0,837416	0,000389	0,000014	0,111	0,000068
0,0127	0,0008	0,000995	0,002171	0,046	0,835489	0,000335	0,00001	0,115	0,000065
0,0127	0,0008	0,000886	0,002249	0,045	0,833552	0,000305	0,000008	0,118	0,000062
0,0127	0,0008	0,000823	0,002322	0,042	0,832586	0,000261	0,000008	0,122	0,000059
0,0127	0,0008	0,000789	0,002455	0,04	0,830523	0,00022	0,000008	0,126	0,000056
0,0127	0,0008	0,00073	0,002536	0,038	0,828529	0,000188	0,000011	0,13	0,000053
0,0127	0,0008	0,0007	0,002555	0,035	0,825562	0,000162	0,000014	0,136	0,000049
0,0127	0,0008	0,00062	0,002495	0,032	0,823735	0,000128	0,000014	0,141	0,000045
0,0127	0,0008	0,0006	0,002387	0,029	0,820892	0,000097	0,000014	0,147	0,000041
0,0127	0,0008	0,00051	0,00215	0,025	0,818241	0,000074	0,000014	0,154	0,000036
0,0127	0,0008	0,000371	0,001902	0,021	0,815649	0,000053	0,000014	0,161	0,000030

η_{combCa}	η_{comb}	\dot{X} destruída (kW)	\dot{X}_p (kW)	$\dot{X}_{p,quim}$ (kW)	$\dot{X}_{p,term}$ (kW)	\dot{X}_q (kW)	\dot{X} (kW)		
54,6229	62,6663	106,2	51,24	14,62	36,62	1,585	309,58		
53,0155	61,9489	105,2	49,87	13,93	35,94	1,583	298,80		
51,6600	61,5729	108,4	48,42	13,39	35,03	1,791	290,47		
49,6443	60,5586	109,4	47,2	12,91	34,29	1,912	277,74		
47,5738	60,1553	106,3	44,54	11,92	32,62	1,875	263,59		
45,5211	59,8804	104,5	41,42	10,81	30,61	1,929	248,02		
44,1933	60,0955	102,9	38,74	10	28,73	1,985	236,64		
41,6350	58,9433	97,48	36,2	9,434	26,77	1,861	218,37		
39,6659	58,9403	92,92	32,8	8,953	23,85	1,855	200,74		
37,7753	59,1867	89,86	29,2	8,243	20,96	1,933	183,23		
34,8421	58,5997	85,37	26,09	7,721	18,37	1,908	164,98		
32,0978	58,5188	77,58	22,08	6,706	15,38	1,775	144,36		
29,1248	58,8137	73,77	18,39	6,018	12,38	1,839	125,44		
25,1829	57,5496	69,07	15,22	5,057	10,17	1,798	106,69		
21,2163	57,0201	62,06	11,66	3,911	7,749	1,674	87,95		